



**Francisco Antunes
Cabral**

**Projeto de um equipamento para união/alinhamento
de chapas calandradas**



**Francisco Antunes
Cabral**

**Projeto de um equipamento para união/alinhamento
de chapas calandradas**

Relatório apresentado à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado Aposentado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Dedico este trabalho aos meus pais, irmãos e namorada.

o júri

presidente

Prof. Doutor Ricardo José Alves de Sousa
Professor Auxiliar com Agregação da Universidade de Aveiro

Doutor Pedro Miguel Guimarães Pires Moreira
Investigador, Inegi - Instituto de Ciências e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo
Professor Associado Aposentado da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Em primeiro lugar, agradeço ao meu orientador o Professor Doutor Francisco Queirós de Melo por todo o apoio prestado ao longo da elaboração do relatório.

Ao meu supervisor na empresa, o Engenheiro José Fernandes pela paciência, orientação e transmissão de conhecimentos para a realização deste projeto.

Aos meus pais, irmãos e família pelo incansável apoio.

À minha namorada por estar sempre presente.

palavras-chave

Fit up, viradores oscilantes de rolos, chapas calandradas, alinhamento.

resumo

O presente trabalho resulta da realização de um estágio curricular na empresa Motofil Robotics, S.A.. Este tem como objetivo o desenvolvimento de um equipamento para o alinhamento/união de chapas calandradas, sendo estas máquinas muito usadas na produção de torres eólicas.

Numa fase inicial, é feita uma breve introdução ao tema, onde são apresentados alguns equipamentos existentes no mercado. Posteriormente é explicado o equipamento que vai ser desenvolvido e as etapas para utilização do mesmo. Finalmente, é feito o dimensionamento dos vários componentes do equipamento.

keywords

Fit up, Self-aligning rotators, rolled, metal sheets, alignment.

abstract

The present work results from a curricular internship done at Motofil Robotics, S.A.. The objective of this is the development of an equipment to align/join rolled metal sheets, being these machines very used in the production of wind turbine towers.

In an initial phase is done a brief introduction to the theme, where is presented some equipment in the market. Then, will be an explanation about the equipment that will be developed and how to use it. After that, the dimensioning and the selection of the various components of the machine is made.

Conteúdo

Lista de símbolos	III
Lista de Figuras	V
Lista de tabela	VII
1. Introdução.....	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos.....	1
1.3 Estrutura do relatório	1
2. Equipamento fit-up	3
2.1 Introdução do equipamento.....	3
2.2 Equipamentos existentes no mercado	3
2.2.1 Equipamento ESAB.....	3
2.2.2 Equipamento PEMA	5
2.2.3 Equipamento Red-D-Arc Welderentals.....	6
2.3 Escolha de equipamento a ser projetado	7
2.3.1 Movimentação axial.....	8
2.3.2 Apoios	9
2.3.3 Material	10
2.3.3.1 Rolos dos viradores oscilantes	10
2.3.3.2 Rodas dos carros.....	11
2.3.3.3 Estrutura do equipamento	11
2.4 Descrição do equipamento	12
3. Geometria e dimensões do equipamento	19
3.1 Cálculo de ângulos e distâncias	20
3.2 Cálculo de diâmetros mínimos	24
4. Estudo de forças.....	27
4.1 Cálculo de forças exercidas nos rolos.....	27
4.2 Cálculo de forças exercidas nos veios dos viradores	31
4.3 Cálculo de forças exercidas nos veios dos cilindros hidráulicos	33
4.4 Cálculo de forças exercidas nos veios do braço.....	38
4.5 Força de atrito nos rolos	41
5. Dimensionamento Veios	43
5.1 Dimensionamento estático dos veios	43
5.2 Dimensionamento dos veios à fadiga.....	49
6. Seleção de componentes do equipamento fit-up.....	55
6.1 Rodas dos carros.....	55
6.2 Rolamentos	55
6.3 Casquilhos de bronze	56
6.4 Cilindros hidráulicos	56

6.5 Chavetas	61
6.6 Anéis elásticos	62
6.7 Lubrificação	62
6.8 Motorreductor	63
6.9 Ligações aparafusadas	64
7. Simulação de elementos finitos	71
8. Equipamento para alinhar flanges.....	73
9. Conclusões e trabalhos futuros.....	75
9.1 Conclusão	75
9.2 Trabalhos Futuros	75
10. Referências bibliográficas	77
11. Anexos	79

Lista de símbolos

A:	Diâmetro da virola
B:	Diâmetro dos rolos
C:	Distância entre veio dos rolos e veio do virador oscilante
D:	Distância entre veio do braço de rotação e veio do virador oscilante
E:	Comprimento da base
F:	Ângulo entre cilindro e base
G:	Ângulo entre braço de rotação e base
H:	Ângulo entre rolos inferiores e centro da virola
I:	Ângulo entre rolos superiores e rolos inferiores
J:	Ângulo entre rolos superiores e centro da virola
K:	Ângulo entre veio do virador oscilante e centro da virola
L:	Distância entre veio do cilindro hidráulico e zona onde braço faz 170°
M:	Distância entre veio do virador oscilante e zona onde braço faz 170°
N:	Distância entre veio do braço de rotação e a base do carro
O:	Distância entre o veio do braço de rotação e o centro do equipamento
P:	Comprimento inicial do cilindro
D_{min} :	Diâmetro mínimo apenas suportada nos apoios inferiores do virador oscilante de rolos
D_{min4} :	Diâmetro mínimo em contacto com todos os apoios
F_r :	Força exercida nos rolos
m:	Massa da virola
g:	Aceleração da gravidade
n_r :	Número de rolos necessários
q:	Carga distribuída sobre os rolos
F_r :	Força nos rolos
R_r :	Reação no veio dos rolos
l:	Distância entre reações nos veios dos rolos
M_b :	Momento fletor
F_v :	Força exercida nos veios dos viradores
F_v :	Forças exercidas nos veios dos viradores oscilantes de rolos
R_v :	Reação no veio do virador
R_{vc} :	Reação no veio do cilindro
F_c :	Força cilindro
R_{vch} :	Reação horizontal no veio do cilindro
R_{vcv} :	Reação vertical no veio do cilindro
R_{vh} :	Reação horizontal no veio do virador
R_{vv} :	Reação vertical no veio do virador
i:	Ângulo entre chapa quinada superior do braço e a base
F_{rvc} :	Força vertical nos rolos superiores
F_{rvb} :	Força vertical nos rolos inferiores
F_{rhc} :	Força horizontal nos rolos superiores
F_{rhb} :	Força horizontal nos rolos inferiores
F_b :	Força exercida no veio do braço
R_{vb} :	Reação no veio do braço

R_{vbb} :	Reação vertical no veio do braço
R_{vbb} :	Reação vertical no veio do braço
R_{vbbh} :	Reação horizontal no veio do braço
d :	Diâmetro veio
γ_F :	Coeficiente de segurança
M_t :	Momento torsor
M_{tr} :	Momento total de rolamento
M_{t1} :	Momento para vencer deformação de contacto (deformação de hertz)
M_{t2} :	Momento para manter o rolamento
B :	Largura de contacto entre a virola e os rolos
C_{rr} :	Coeficiente de resistência ao rolamento
Δ :	Módulo de contacto
L_1 :	Largura total do conjunto de três rolos
E_1 :	Módulo de elasticidade do poliuretano dos rolos
E_2 :	Módulo de elasticidade do aço
ν_1 :	Coeficiente de Poisson do poliuretano
ν_2 :	Coeficiente de Poisson do aço
M_{ta} :	Momento de arranque
I_z :	Inércia da virola
α :	Aceleração angular dos rolos
γ_s :	Coeficiente de segurança à fadiga
σ_u :	Valor característico de rotura do aço
σ_m :	Limite à fadiga
σ_b :	Tensão de flexão
τ_t :	Tensão de torção
k_{as} :	Fator de acabamento superficial
$\bar{\sigma}_u$:	Tensão de rotura média
k_{ta} :	Fator de tamanho
K_f :	Fator de concentração de tensões
γ_M :	Coeficiente de segurança parcial

Lista de Figuras

Figura 1 - Equipamento FUB (ESAB, 2018).....	4
Figura 2 - Pormenor cilindro hidráulico do equipamento da empresa PEMA (Pemamek, 2018)	5
Figura 3 - Equipamento da empresa PEMA (Pemamek, 2018).....	5
Figura 4 - Equipamento da empresa Red-D-Arc Welderentals (Red-D-Arc Welderentals, 2018).....	6
Figura 5 - Viradores oscilantes de rolos	10
Figura 6 - Configuração do equipamento a desenvolver	13
Figura 7 - Etapa 1 do alinhamento.....	14
Figura 8 - Etapa 2 do alinhamento.....	14
Figura 9 - Etapa 3 do alinhamento.....	15
Figura 10 - Etapa 4 do alinhamento.....	15
Figura 11 - Etapa 8 do alinhamento.....	15
Figura 12 - Etapa 9 do alinhamento.....	15
Figura 13 - Etapa 10 do alinhamento.....	15
Figura 14 - Etapa 11 do alinhamento.....	15
Figura 15 - Etapa 12 do alinhamento.....	16
Figura 16 - Etapa 13 do alinhamento.....	16
Figura 17 - Etapa 15 do alinhamento.....	16
Figura 18 - Etapa 14 do alinhamento.....	16
Figura 19 - Etapa 17 do alinhamento.....	16
Figura 20 - Etapa 16 do alinhamento.....	16
Figura 21 - Etapa 18 do alinhamento.....	17
Figura 22 - Etapa 19 do alinhamento.....	17
Figura 23 - Dimensões envolvidas no sistema	19
Figura 24 - Rodas seleccionadas do catálogo da Räder-Vogel (Rader-Vogel, 2015).....	28
Figura 25- Distribuição de forças no veio dos rolos.....	29
Figura 26 - Diagrama de esforços transversos do veio dos rolos	30
Figura 27 - Diagrama de momentos flectores do veio dos rolos	30
Figura 28 - Distribuição de forças no veio dos viradores oscilantes de rolos.....	31
Figura 29 - Diagrama de esforços transversos no veio dos viradores oscilantes de rolos	32
Figura 30 - Diagrama de momentos flectores no veio dos viradores oscilantes de rolos	32
Figura 31- Distribuição de forças no veio do cilindro hidráulico	34
Figura 32 - Diagrama de esforços transversos no veio do cilindro hidráulico.....	35
Figura 33 - Diagrama de momentos flectores no veio do cilindro hidráulico	36
Figura 34 - Esquema do sistema com indicação do ponto Z para cálculo do momento	36
Figura 35 - Distribuição de forças no veio do braço.....	39
Figura 36 - Diagrama de esforços transversos no veio do braço	40
Figura 37 - Diagrama de momentos flectores no veio do braço.....	40
Figura 38 - Demonstração das forças para o cálculo da largura de contacto (Q. de Melo e Completo, 2017)	44
Figura 39 - Formato das virolas.....	47
Figura 40 - Diagrama para obtenção do fator Kt	52
Figura 41 - Esquema explicativo para código de encomendas de cilindros hidráulicos da Teclena	57
Figura 42 - Ábaco para seleção do diâmetro da haste a utilizar no cilindro hidráulico	58
Figura 43 - Explicação de fator de curso a utilizar	58
Figura 44 - Ábaco para seleção do diâmetro da haste para cilindros hidráulicos dos braços	59
Figura 45 - Cilindro hidráulico com olhal roscado.....	60
Figura 46 - Cilindro hidráulico com flange posterior	61
Figura 47 - Vedação para rolamentos.....	63
Figura 48 - Posicionamento dos parafusos para ligação aparafusada do suporte das rodas do carro	65
Figura 49- Posição da força aplicada nos suportes das rodas	65
Figura 50 - Comportamento da ligação aparafusada: rotação fictícia possibilitando o cálculo das forças nos parafusos.....	66
Figura 51 - Equipamento para alinhar flanges.....	73
Figura 52- Seleção rodas carros (Brauer, 2013)	79
Figura 53 - Seleção rolamentos autocompensadores de rolos para veios rolos (SKF, 2007)	80
Figura 54- Seleção de rolamentos autocompensadores de rolos para rodas carros (SKF, 2007).....	81
Figura 55- Seleção de casquilhos (SKF, 2003)	82

Figura 56- Fórmula para calcular força que os casquilhos de bronze aguentam (SKF, 2003)	83
Figura 57- Tensão admissível dos casquilhos utilizados (SKF, 2003)	84
Figura 58- Seleção da pressão e caudal a que o cilindro dos braços vai trabalhar (Teclena, 2011)	85
Figura 59- Fator de curso cilindro central (Teclena, 2011)	86
Figura 60- Diâmetro da haste cilindro central (Teclena, 2011)	86
Figura 61- Seleção da pressão e caudal a que o cilindro central vai trabalhar (Teclena, 2011)	87
Figura 62- Seleção retentores (Eriks, 2007)	88
Figura 63 - Seleção motorreductor rolos (Group, 2018)	89
Figura 64- Seleção motorreductor rodas dos carros (Group, 2018)	90
Figura 65- Primeira vista equipamento final	91
Figura 66- Segunda vista equipamento final	92
Figura 67- Equipamento fit-up com cilindro central	93
Figura 68- Equipamento fit-up	94
Figura 69 - Virador oscilante.....	95
Figura 70 - Simulação virador oscilante de rolos, tensão de Von Mises	96
Figura 71- Simulação virador oscilante de rolos, deformação.	96
Figura 72- Simulação braço, tensão de Von Mises.	97
Figura 73- Simulação braço, deformação.....	97
Figura 74 - Simulação base, tensão Von Mises.....	98
Figura 75 - Simulação base, deformação.....	98
Figura 76 - Simulação suporte rodas do carro, tensão Von Mises.....	99
Figura 77 - Simulação suporte rodas do carro, deformação.	99

Lista de tabela

Tabela 1 - Valores iniciais de dimensões do equipamento	20
Tabela 2 - Ângulos para diâmetro da virola máximo e cilindro hidráulico no mínimo	20
Tabela 3 - Ângulos para diâmetro da virola mínimo em contacto com todos os rolos e cilindro hidráulico no mínimo	21
Tabela 4 - Ângulos para diâmetro da virola máximo e cilindro hidráulico no mínimo	22
Tabela 5 - Dimensões restantes do sistema (D, E, P)	23
Tabela 6 - Ângulos restantes para diâmetro da virola mínimo em contacto com todos os rolos e cilindro hidráulico no mínimo (H, I, J)	24
Tabela 7 - Diâmetros mínimos das virolas	25
Tabela 8 - Esforço transversal e momento fletor máximo no veio dos rolos	31
Tabela 9 - Esforço transversal e momento fletor máximo no veio dos viradores oscilantes de rolos	33
Tabela 10 - Forças máximas atuar no veio do cilindro	38
Tabela 11 - Esforço transversal e momento fletor máximo no veio do braço	41
Tabela 12 - Momentos Torsores	48
Tabela 13 - Tensões de cedência do material 30 CrNiMo 8.....	49
Tabela 14 - Diâmetros estáticos obtidos	49
Tabela 15 - Diâmetros à fadiga.....	53
Tabela 16 - Diâmetros finais a utilizar	53
Tabela 17 - Resultados obtidos para ligação aparafusada do suporte das rodas	68

1. Introdução

1.1 Enquadramento

O relatório de estágio curricular apresentado incide sobre o projeto de um equipamento, designado fit-up. Todo o trabalho realizado para o desenvolvimento desta máquina foi efetuado na empresa Motofil Robotics, S.A., sendo que esta faz parte da Motofil Group. A Motofil Robotics, S.A. situa-se na zona industrial das Ervosas, em Ílhavo, e tem como principal área de negócio o desenvolvimento e produção de equipamentos de apoio à soldadura.

Com este projeto pretende-se criar um equipamento que cumpra da melhor forma possível os objetivos propostos, tendo como objetivo final a incorporação deste equipamento no catálogo da empresa.

1.2 Objetivos

O trabalho descrito neste relatório pretende levar a cabo o desenvolvimento de uma máquina que possibilite o alinhamento e união de virolas (chapas calandradas) para posteriormente ser feita a soldadura das mesmas.

A realização deste projeto irá englobar o estudo de equipamentos existentes no mercado, a análise do sistema cinemático, a caracterização e o cálculo de forças que atuam no equipamento, dimensionamento, seleção e modelação dos vários componentes e por fim uma pequena simulação dos mesmos.

1.3 Estrutura do relatório

O presente relatório é constituído por oito capítulos, sendo que o primeiro capítulo é uma breve introdução ao tema. O segundo capítulo é uma explicação do equipamento a projetar, especificações do mesmo e apresentação de vários equipamentos já presentes no mercado. O terceiro capítulo é focado no dimensionamento do equipamento. O quarto capítulo incide na análise e cálculo das forças existentes no sistema. No quinto capítulo é

feito o dimensionamento pormenorizado dos veios constituintes do equipamento. Consequentemente, no sexto capítulo é feita a seleção dos elementos necessários para que haja rotação, vedação e fixação dos vários componentes. No sétimo capítulo é apresentada a ideia de um equipamento que surgiu durante a realização do presente trabalho. Por fim no oitavo capítulo são apresentadas as principais conclusões e ideias de trabalhos futuros que possam ser realizados nesta área.

2. Equipamento fit-up

2.1 Introdução do equipamento

O equipamento a projetar tem como objetivo o alinhamento de virolas (chapas calandradas) para posteriormente ser feita a soldadura das mesmas, obtendo-se desta forma um comprimento muito maior, exemplo desta aplicação é a criação de torres para os geradores eólicos.

O alinhamento de chapas calandradas é um processo bastante complicado visto que é impossível ter duas chapas calandradas exatamente iguais. Existem sempre pequenas diferenças que, por sua vez, dificultam o processo de alinhamento das mesmas. Posto isto, para uma boa união das virolas, o alinhamento é feito em vários pontos ao longo das mesmas, isto é, duas virolas irão ser alinhadas num determinado ponto (normalmente na zona inferior), onde é feito um ponto de soldadura. Posteriormente as virolas irão sofrer uma rotação e serão alinhadas novamente num ponto diferente, procedendo novamente à pingagem das virolas e assim sucessivamente. Para que possa ser feito este alinhamento, em diferentes sítios das virolas, é necessário que o equipamento consiga mover as virolas segundo os 3 eixos coordenados, ou seja, axialmente, verticalmente, transversalmente e ainda transmita rotação às mesmas.

2.2 Equipamentos existentes no mercado

O alinhamento de virolas pode ser feito de variadas maneiras. Assim sendo, existem diferentes equipamentos no mercado que cumprem o mesmo objetivo. Nesta secção irão ser apresentados três equipamento diferentes que têm como função o alinhamento de virolas.

2.2.1 Equipamento ESAB

Temos por exemplo o equipamento FUB (figura 1), da empresa ESAB, Elektriska Svetsnings-Aktiebolaget, situada em Gotemburgo, Suécia.

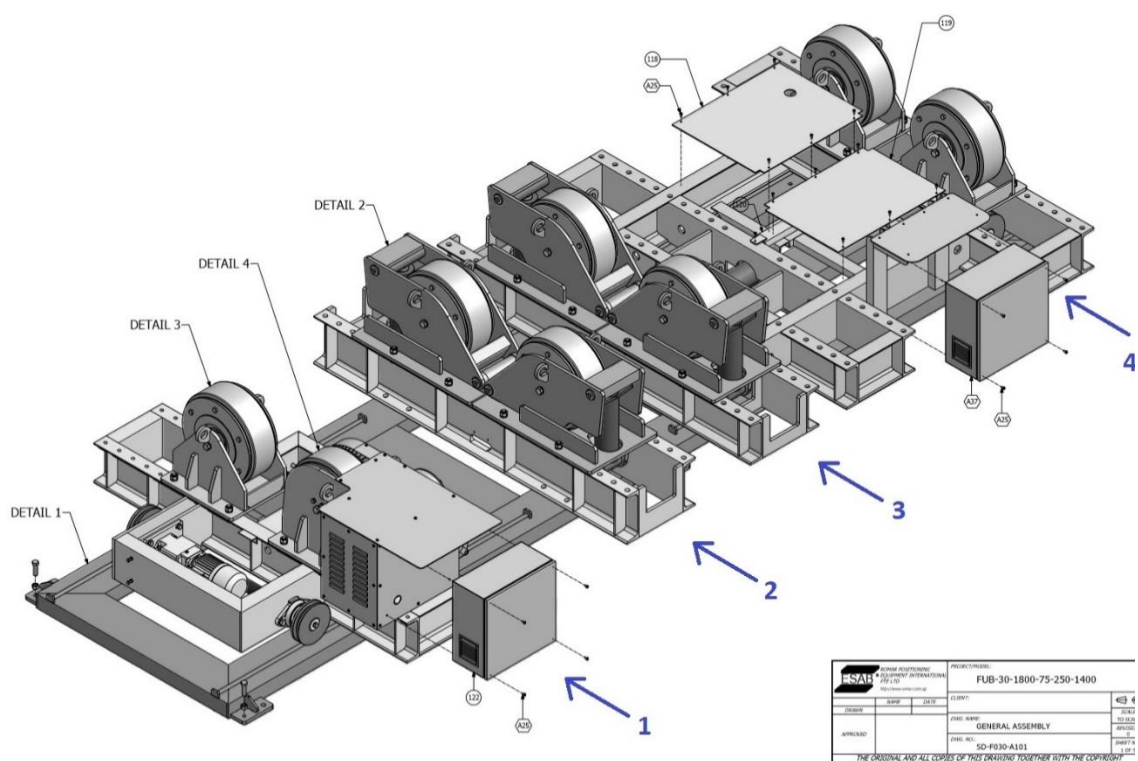


Figura 1 - Equipamento FUB (ESAB, 2018)

Este equipamento serve para o alinhamento de duas virolas de cada vez, ou seja, após duas virolas serem alinhadas e unidas uma à outra estas são retiradas do equipamento e entram duas virolas novas. Esta máquina é constituída por quatro carros, onde os apoios dos mesmos são apoios de rolos.

O funcionamento deste equipamento segue as seguintes etapas:

1. Ajustamento manual dos apoios de rolos na calha onde se encontram alojados, consoante o diâmetro das virolas a suportar.
2. Colocação de uma virola nos carros 1 e 2 e outra nos carros 3 e 4.
3. Movimentação da virola apoiada pelos carros 3 e 4 em direção à virola apoiada nos carros 1 e 2.
4. Alinhamento das virolas utilizando os apoios dos carros 2 e 3, os quais se movimentam verticalmente recorrendo a cilindros hidráulicos.

5. Soldadura das virolas (a rotação das virolas para o alinhamento em diferentes pontos é feita a partir das rodas do carro 1).

2.2.2 Equipamento PEMA

Outro exemplo de um equipamento fit-up (figuras 2 e 3), é o da empresa PEMA, Pemamek Ltd., situada em Loimaa, na Finlândia.



Figura 3 - Equipamento da empresa PEMA (Pemamek, 2018)



Figura 2 - Pormenor cilindro hidráulico do equipamento da empresa PEMA (Pemamek, 2018)

O equipamento da PEMA é um pouco diferente do anterior, este faz o alinhamento e união de várias virolas. Os apoios desta vez são viradores oscilantes de rolos pelo que estes têm a capacidade de se alinharem automaticamente ao se colocar as virolas nos mesmos.

O alinhamento de chapas calandradas recorrendo a este equipamento é feito da seguinte forma:

1. Colocação de uma virola nos carros 1 e 2 e outra nos carros 3 e 4.
2. Movimentação dos carros 3 e 4 na direção dos carros 1 e 2 até que a virola apoiada nos carros 3 e 4 esteja sobre o carro 2.
3. Alinhamento das virolas utilizando os apoios dos carros 1 e 2.
4. Caso seja necessário, utilização de cilindro que se encontra no carro 2 (figura 3) para um melhor alinhamento das chapas calandradas.
5. Soldadura das virolas.
6. Concluída a soldadura das virolas, movimentação axial da mesma recorrendo aos carros 3 e 4.
7. Colocação de nova virola nos carros 1 e 2.

2.2.3 Equipamento Red-D-Arc Welderentals

O terceiro e último equipamento (figura 4), é fornecido pela empresa Red-D-Arc, Inc., situada em Georgia, Estados Unidos da América.

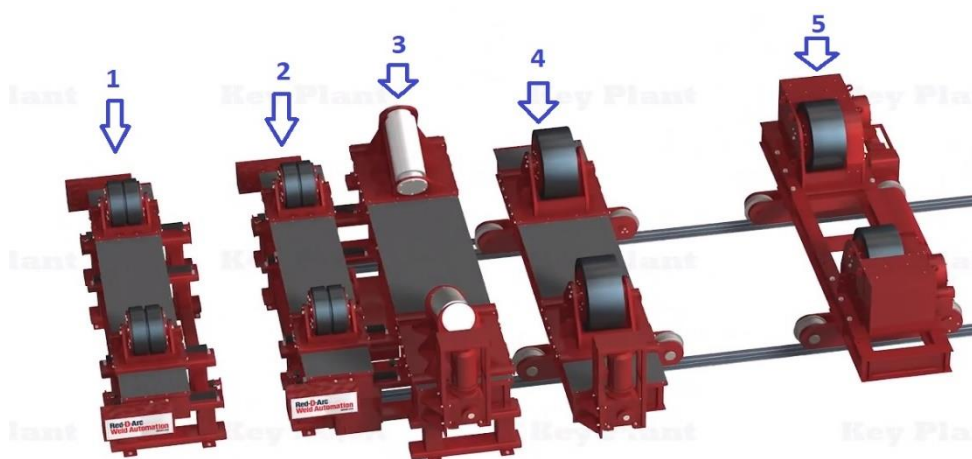


Figura 4 - Equipamento da empresa Red-D-Arc Welderentals (Red-D-Arc Welderentals, 2018)

Este equipamento tal como o da PEMA serve para fazer o alinhamento de várias virolas, no entanto os seus apoios são iguais ao da ESAB, ou seja, apoios de rolos. Possui ainda um carro central onde tem apoios de rolos com eixo perpendicular ao eixo da virola.

O alinhamento de chapas calandradas recorrendo a este equipamento é feito da seguinte forma:

1. Colocação de uma virola nos carros 1 e 2 e outra nos carros 4 e 5.
2. Alinhamento das virolas a partir dos apoios dos carros 1 e 2 (virola sobe se os apoios se moverem ambos para o centro do carro, no caso inverso a virola desce).
3. Depois de alinhadas as virolas os carros 1 e 2 movimentam-se em direção à virola apoiada nos carros 4 e 5.
4. Soldadura das virolas.
5. Após terminada a soldadura, subida dos apoios de rolos do carro 3.
6. Movimentação axial da virola para a direita com os carros 4 e 5 (virola apoiada nos carros 3, 4 e 5. Rolos rodam com a movimentação axial da virola).
7. Colocação de nova virola nos carros 1 e 2.

2.3 Escolha de equipamento a ser projetado

Após se ter uma ideia dos equipamentos que existem no mercado, é altura de se tomarem decisões relativamente ao equipamento que vai ser projetado. Contudo, antes de se decidir, é necessário saber exatamente quais as especificações obrigatórias que a máquina terá de possuir pois isso irá influenciar as nossas escolhas.

O equipamento a ser projetado, terá de possuir as seguintes características:

- Capacidade de carga: 120 Tons;
- Diâmetro máximo permitido: 6000 mm;
- Curso máximo que a virola deve efetuar na vertical: 400 mm;
- Velocidade tangencial na rotação das virolas: 2 m/min;
- Velocidade de deslocação axial das virolas: 6 m/min;

- Minimização do uso de pontes rolantes para o transporte das chapas calandradas durante o processo de fit-up;
- Capacidade de alinhamento de chapas calandradas de diferentes formatos tais como, cónicas ou ovais;
- Capacidade de alinhamento de chapas calandradas de diferentes espessuras.

Posto isto, devido ao equipamento ter de cumprir com as características enumeradas acima, optou-se por um equipamento constituído por quatro carros de suporte móveis. Destes quatro, três irão ser fit-up e um de rotação.

2.3.1 Movimentação axial

A movimentação axial das virolas, como vimos anteriormente pode ser feita de diversas formas: recorrendo a pontes rolantes, rolos ou através da movimentação dos carros sobre carris.

O movimento axial das virolas recorrendo ao uso de pontes rolantes é o método tradicional. No entanto, a sua utilização tem vindo a ser fortemente evitada devido aos elevados riscos de operação associados e ao facto destas nem sempre estarem disponíveis, visto que são bastante utilizadas dentro das unidades fabris. Para além disso, um dos principais objetivos no desenvolvimento deste equipamento passa pela minimização do uso das mesmas.

O movimento axial das virolas através de rolos é um processo que se encontra implementado em alguns equipamentos para o alinhamento de chapas calandradas. Para o movimento axial da virola, os rolos que irão originar a deslocação têm de estar posicionados de forma a que o eixo dos mesmos seja perpendicular ao eixo das virolas. Desta forma, através da rotação das rodas, estas irão proporcionar um movimento axial à virola. Porém, o uso de rolos para esta movimentação é apenas utilizado no alinhamento de chapas calandradas de baixo peso, uma vez que para virolas com peso elevado iria ser necessário uma força enorme para elevar a virola e posteriormente originar a movimentação axial da mesma. Para além disso, o apoio da virola somente nesses rolos seria instável.

O movimento axial das virolas, originado pela movimentação dos carros onde estas se encontram apoiadas, é o processo mais utilizado no alinhamento de virolas de grandes dimensões. Este movimento é originado por rodas que suportam os carros, rodas estas que se movimentam sobre carris. Normalmente, estas rodas, são de aço pois permitem uma grande capacidade de carga.

Concluindo, devido às características descritas anteriormente, relativas a cada método, é possível afirmar que o processo que melhor se adapta às necessidades deste equipamento é o processo de movimentação através de carros sobre carris.

2.3.2 Apoios

Os apoios são uma das peças fundamentais deste equipamento. Este será o local onde irá ser estabelecido o contacto entre o equipamento fit-up e as virolas. Os apoios mais usais são os viradores fixos e os viradores oscilantes.

Os viradores fixos são apoios normalmente constituídos por um ou mais rolos (dependendo da carga a ser suportada), estando estes posicionados num veio. Estes apoios têm movimento ao longo do carro que os suporta. Desta forma é possível o posicionamento dos apoios consoante o diâmetro da virola e também a movimentação vertical da mesma. Esta última é obtida a partir do aumento ou diminuição da distância entre os rolos de apoio.

Os viradores oscilantes são apoios constituídos por pelo menos dois rolos, um superior e um inferior. Este posicionamento dos rolos permite uma melhor distribuição do peso sobre os apoios, maior estabilidade e admite virolas de diferentes formatos. Estes apoios, como o nome indica oscilam, ou seja, ao colocar-se a virola nos apoios, estes abrem ou fecham consoante o diâmetro da mesma, concedendo desta forma um ajustamento automático dos apoios, não sendo necessário alterar a distância entre os mesmos. Desta forma, a colocação de virolas nos apoios torna-se mais fácil e rápida, sendo necessário apenas a intervenção de um operador para movimentar a ponte rolante que irá colocar, numa fase inicial, a virola nos apoios.

Devido às características acima referidas e atendendo às necessidades do equipamento, a escolha recai sobre os viradores oscilantes. Consequentemente a

movimentação vertical irá ser feita recorrendo a cilindros hidráulicos que irão fazer subir e descer os viradores oscilantes. Na figura 5 é possível ver uma imagem dos viradores oscilantes.

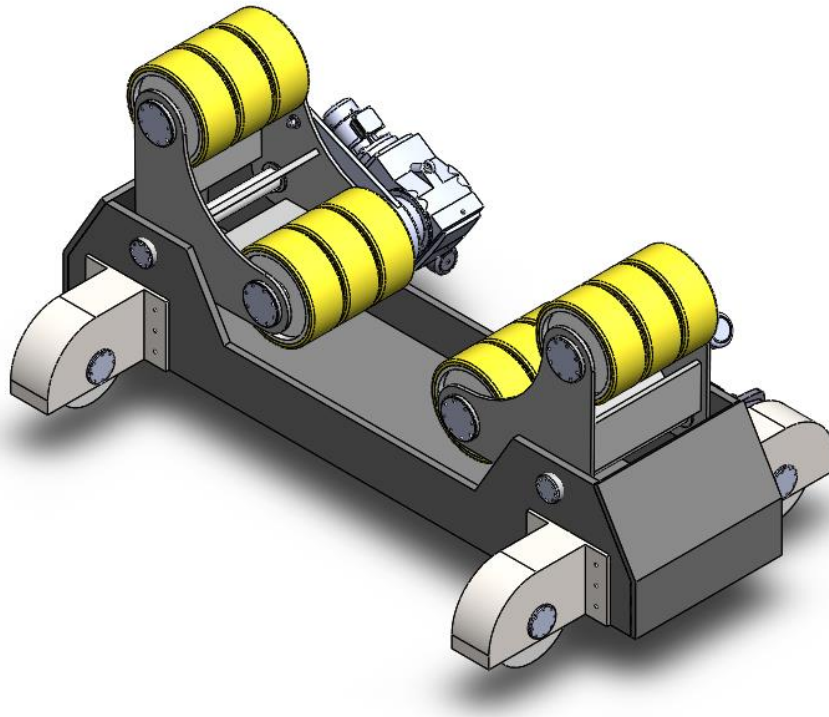


Figura 5 - Viradores oscilantes de rolos

2.3.3 Material

2.3.3.1 Rolos dos viradores oscilantes

Os rolos dos viradores oscilantes são normalmente de aço ou de poliuretano. Durante a decisão do material a ser usado nos rolos é preciso ter em conta a tração entre estes e a virola e a deformação da virola nas zonas de contacto com os apoios.

Para este equipamento irão ser utilizados rolos de poliuretano, tendo sido esta decisão baseada nas seguintes propriedades:

- Menor deformação das virolas nas zonas de contacto com os rolos, isto deve-se ao facto de os rolos de poliuretano serem mais macios que os rolos de aço;
- Os rolos de poliuretano originam menos ruído que os de aço;
- Grande resistência à corrosão;
- Maior tração entre os rolos e as virolas permitindo desta forma um melhor controlo da virola durante o alinhamento.

2.3.3.2 Rodas dos carros

Nas rodas para os carros, algumas das características a ter em conta para a seleção do material são grande capacidade de carga e a elevada resistência.

Devido às características mencionadas anteriormente, optou-se por rodas de aço para os carros, uma vez que este material possui as seguintes propriedades:

- Capacidade de carga muito elevada;
- Diâmetros pequenos relativamente às rodas de poliuretano;
- Maior rigidez, pelo que será mais difícil ocorrer a sua deformação;
- Durabilidade.

2.3.3.3 Estrutura do equipamento

Para a estrutura do equipamento, ou seja, base dos carros, braço e viradores oscilantes, vai ser utilizado aço. Os aços mais utilizados na indústria são o S235 e o S355. Devido a estes serem os mais utilizados na indústria, é fácil a sua obtenção e os preços são mais acessíveis do que se for um aço especial que não seja tão utilizado. Destes dois aços, o S355 tem tensões de cedência maiores, pelo que para suportar uma determinada carga vai ser necessário menos material que o aço S235, logo este irá ser utilizado nas partes móveis, ou seja, nos braços e nos viradores oscilantes, pois desta forma o peso da estrutura a ser levantada pelos cilindros hidráulicos será menor. A base dos carros por sua vez vai ser feita a partir do aço S235.

2.4 Descrição do equipamento

Como foi referido anteriormente, o equipamento para alinhar virolas será composto por quatro carros móveis, destes quatro, três são fit-up e um carro que irá originar a rotação das virolas. Depois de terem sido tomadas as decisões em relação a como vão ser feitas as movimentações, é possível explicar melhor como vai ser constituído cada carro e qual a sua função.

Por carros fit-up a ideia a transmitir é que estes vão ser responsáveis pelo alinhamento da virola na vertical através de cilindros hidráulicos. Estes irão possuir viradores oscilantes de rolos, que estarão fixos em braços equipados com um cilindro hidráulico em cada extremidade. Dentro deste grupo temos dois tipos - o carro fit-up com cilindro hidráulico no centro do mesmo e carros fit-up. Estes dois tipos de carro vão ter ambos cilindros hidráulicos nas extremidades dos braços como já foi referido anteriormente, no entanto, o fit-up com cilindro hidráulico no centro para além dos cilindros nos braços terá mais um no centro do carro. Este cilindro central serve para provocar uma deformação da chapa na zona onde vai ser feita a soldadura, possibilitando desta forma um melhor alinhamento das chapas calandradas. Ambos os tipos deslocar-se-ão sobre carris, possibilitando desta forma o transporte axial das virolas.

Por fim, o carro responsável pela movimentação axial (como os fit-up) e rotação das virolas irá ser constituído por viradores oscilantes de rolos. A rotação das virolas irá ser originada por motorreductores. Daqui em diante, este carro irá ser denominado de virador oscilante.

Sendo que o esquema final do equipamento é o indicado na figura seguinte.

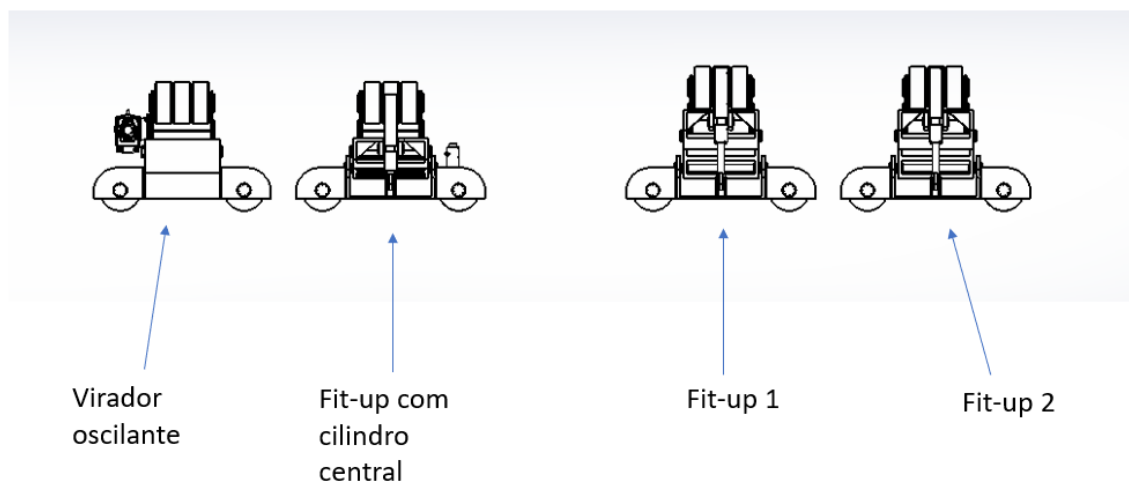


Figura 6 - Configuração do equipamento a desenvolver

Após definido o equipamento, resta fazer uma breve explicação de como será o procedimento do alinhamento das virolas. O procedimento de alinhamento envolve várias etapas, sendo elas:

1. Colocação das virolas com o auxílio de pontes rolantes nos equipamentos fit-up e no virador oscilante (uma apoiada no virador oscilante e no fit-up com cilindro central e outra nos fit-up 1 e 2);
2. Movimentação da virola apoiada no equipamento fit-up de forma a ir ao encontro da virola apoiada no equipamento fit-up com cilindro no centro;
3. Alinhamento das virolas através dos cilindros hidráulicos nos braços;
4. Caso seja necessário, utilização do cilindro hidráulico central do fit-up com cilindro central;
5. Pingar virolas através do processo MIG/MAG e rotação das mesmas;
6. Repetir a partir do passo 3 até as virolas estarem completamente pingadas;
7. União completa das virolas através de soldadura por arco submerso.
8. Após a união estar completa, subida dos apoios do fit-up com cilindro central e fit-up 2 (Virola apoiada nestes dois carros);
9. Movimentação do virador oscilante e do fit-up 1 para a esquerda;
10. Descida dos apoios do fit-up com cilindro central e do fit-up 2. Virola apoiada no virador oscilante, no fit-up 1 e 2;

11. Movimentação do fit-up com cilindro central para a esquerda;
12. Subida dos apoios do fit-up com cilindro central e do fit-up 2. Virola apoiada nestes dois carros;
13. Movimentação do fit-up 1 para a esquerda;
14. Subida dos apoios do fit-up 1 e descida dos apoios do fit-up com cilindro central. Virola apoiada no fit-up 1 e 2;
15. Movimentação do virador oscilante e do fit-up com cilindro central para a esquerda;
16. Subida dos apoios do fit-up com cilindro central e descida dos apoios do fit-up 1. Virola apoiada no fit-up com cilindro central e fit-up 2;
17. Movimentação do fit-up 1 para a esquerda;
18. Subida dos apoios do fit-up 1 e descida dos apoios do fit-up com cilindro central. Virola apoiada no fit-up 1 e 2;
19. Movimentação para a esquerda do virador oscilante e do fit-up com cilindro central;
20. Repetir procedimento.

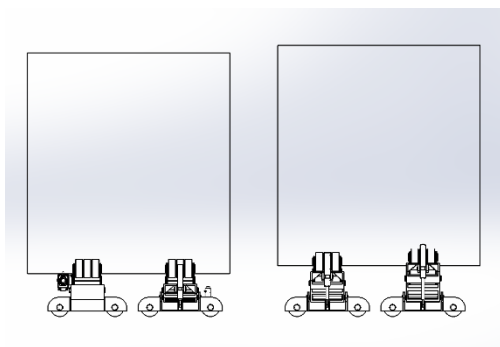


Figura 7 - Etapa 1 do alinhamento

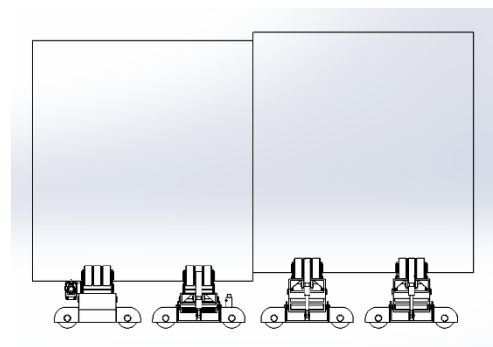


Figura 8 - Etapa 2 do alinhamento



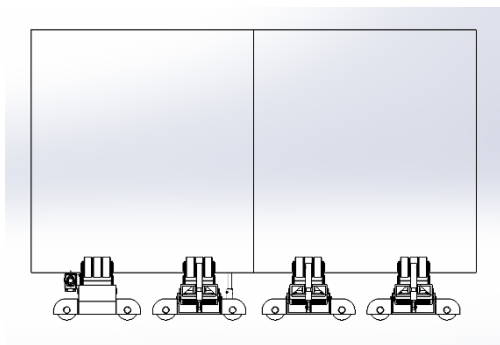


Figura 10 - Etapa 4 do alinhamento

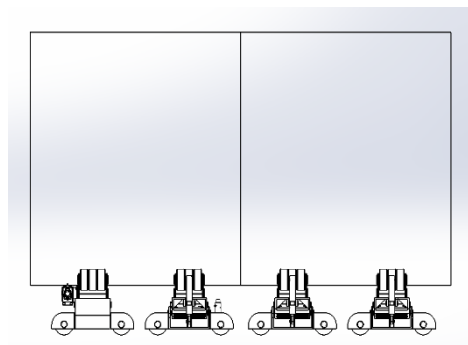


Figura 9 - Etapa 3 do alinhamento

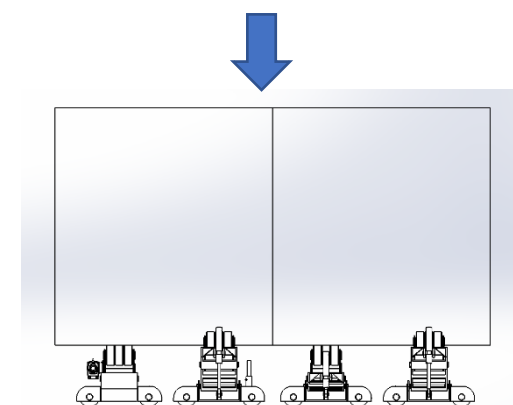


Figura 11 - Etapa 8 do alinhamento

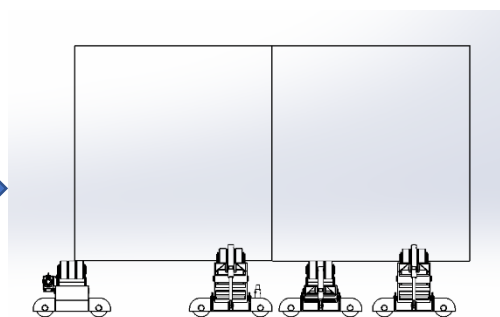


Figura 12 - Etapa 9 do alinhamento

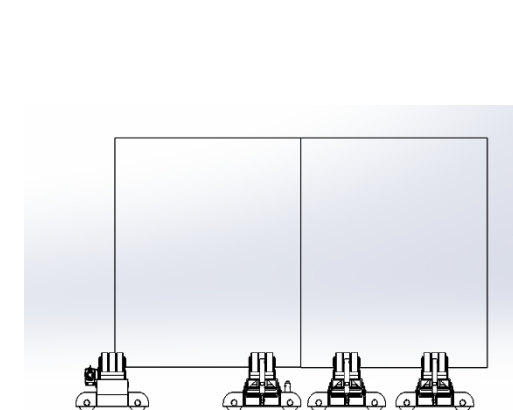


Figura 14 - Etapa 11 do alinhamento

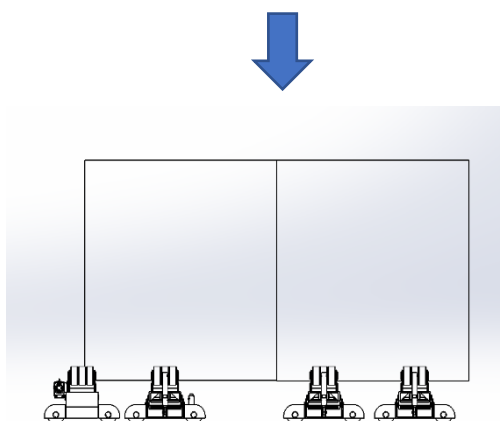


Figura 13 - Etapa 10 do alinhamento

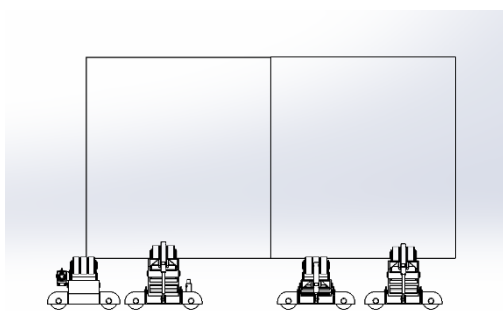


Figura 15 - Etapa 12 do alinhamento

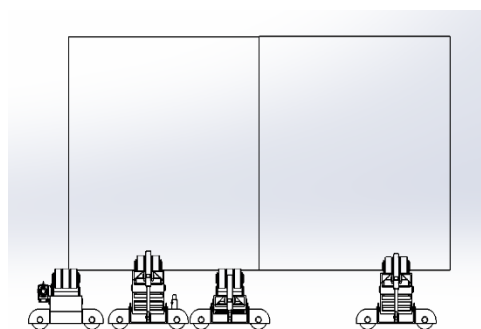


Figura 16 - Etapa 13 do alinhamento

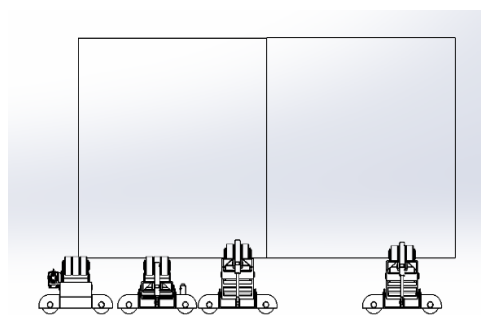


Figura 18 - Etapa 14 do alinhamento

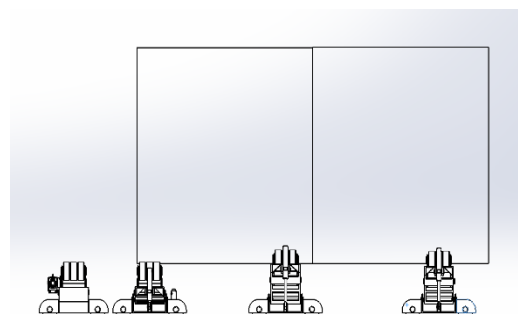


Figura 17 - Etapa 15 do alinhamento

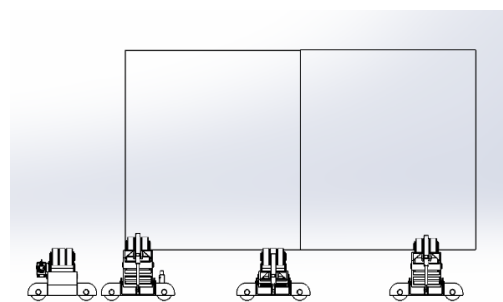


Figura 20 - Etapa 16 do alinhamento

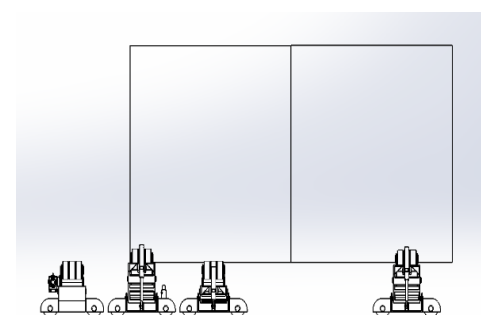


Figura 19 - Etapa 17 do alinhamento



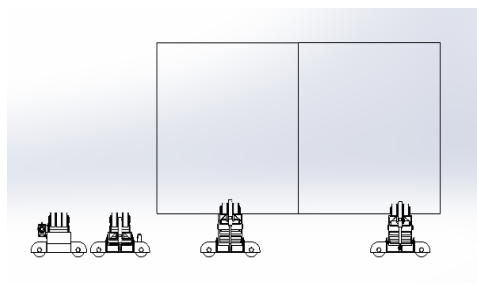


Figura 22 - Etapa 19 do alinhamento

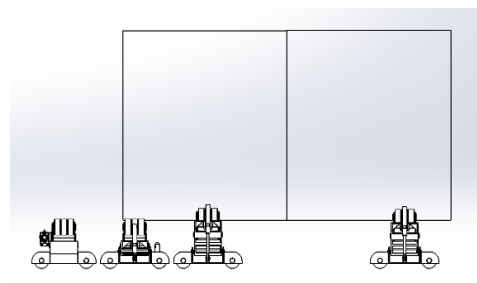


Figura 21 - Etapa 18 do alinhamento

Nos anexos é possível visualizar imagens de como será o equipamento, mais propriamente a partir da figura 65 até à figura 69.

3. Geometria e dimensões do equipamento

Para o desenvolvimento deste projeto, inicialmente foi necessário assumir algumas dimensões para o sistema a ser implementado. A partir das dimensões assumidas foi então possível dimensionar o que faltava para posteriormente ser possível fazer o estudo das forças envolvidas no equipamento. Na figura 22 é apresentado o sistema a ser usado bem como as dimensões importantes que este contém.

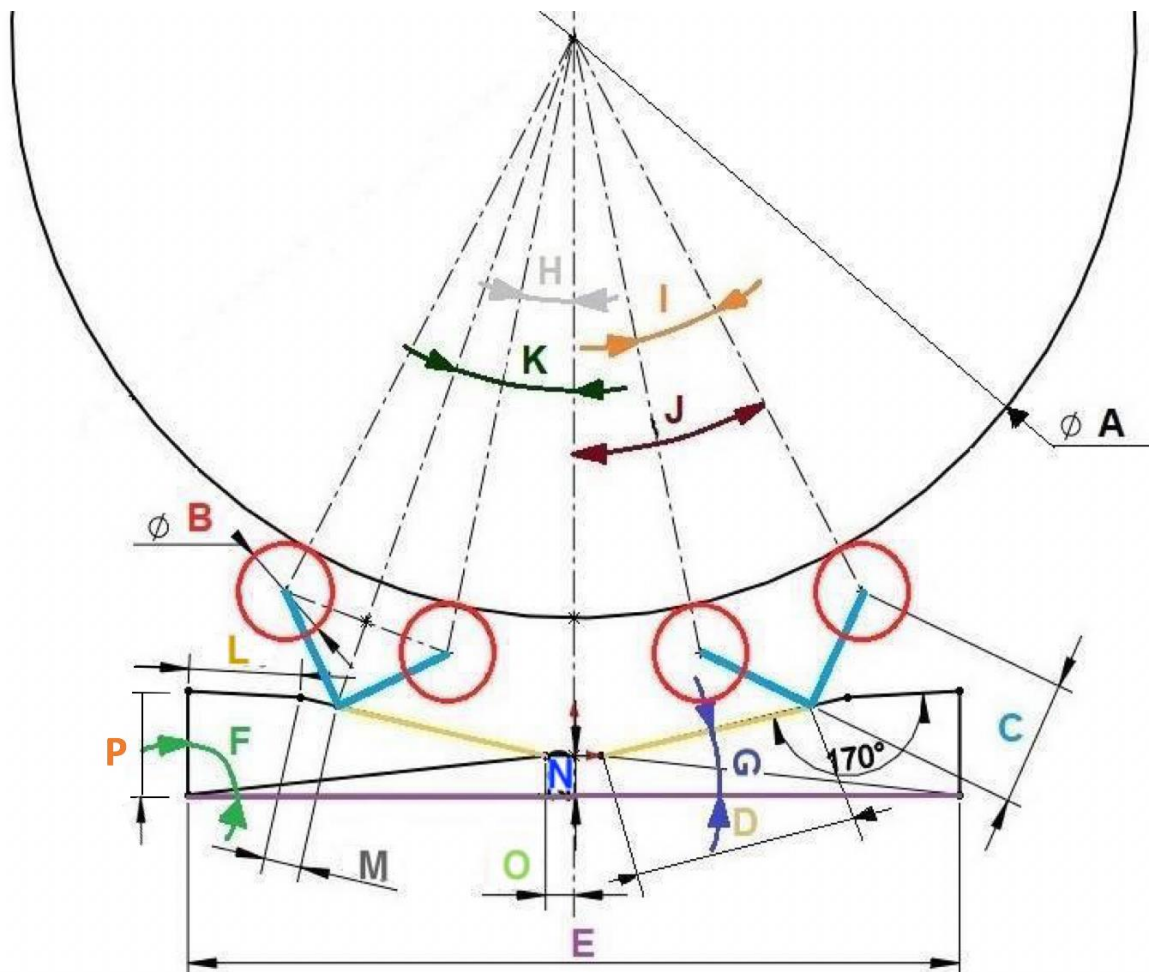


Figura 23 - Dimensões envolvidas no sistema

3.1 Cálculo de ângulos e distâncias

Como já foi mencionado, para ser possível fazer o dimensionamento total do sistema apresentado na figura 22 foi necessário assumir os valores apresentados na tabela seguinte.

Tabela 1 - Valores iniciais de dimensões do equipamento

Designação	Nomenclatura	Dimensão [mm]
Diâmetro dos rolos	B	500
Distância entre veio dos rolos e veio do virador oscilante	C	$B+150=650$
Distância entre veio do cilindro hidráulico e zona onde braço faz 170°	L	600
Distância entre veio do virador oscilante e zona onde o braço faz 170°	M	200
Distância entre veio do braço de rotação e a base do carro	N	200
Distância entre o veio do braço de rotação e o centro do equipamento	O	150

Tabela 2 - Ângulos para diâmetro da virola máximo e cilindro hidráulico no mínimo

Designação	Nomenclatura	Dimensão [°]
Ângulo entre cilindro e base	F	90,00
Ângulo entre braço de rotação e base	G	10,00
Ângulo entre rolos inferiores e centro da virola	H	12,00

Tabela 3 - Ângulos para diâmetro da virola mínimo em contacto com todos os rolos e cilindro hidráulico no mínimo

Designação	Nomenclatura	Dimensão [°]
Ângulo entre cilindro e base	F	90,00
Angulo entre braço de rotação e base	G	10,00
Ângulo entre veio do virador oscilante e centro da virola	K	45,00

Tendo em conta os valores a cima referidos, é possível proceder ao dimensionamento das medidas que faltam.

A partir da equação (1) é possível calcular o ângulo I.

$$I = \sin^{-1} \left(\frac{\frac{\sqrt{C^2 + C^2}}{2}}{\frac{A}{2} + \frac{B}{2}} \right) \quad (1)$$

A partir da equação (2) é possível calcular o ângulo J.

$$J = H + I \quad (2)$$

A partir da equação (3) é possível calcular o ângulo K.

$$K = H + \frac{I}{2} \quad (3)$$

Logo, aplicando estas três equações ao caso em que a virola tem o diâmetro máximo e se encontra na posição inicial (o cilindro hidráulico encontra-se no comprimento mínimo), obtém-se os valores que se encontram na tabela 4.

Tabela 4 - Ângulos para diâmetro da virola máximo e cilindro hidráulico no mínimo

Designação	Nomenclatura	Dimensão [°]
Ângulo entre rolos superiores e rolos inferiores	I	16,26
Ângulo entre rolos superiores e centro da virola	J	28,26
Ângulo entre veio do virador oscilante e centro da virola	K	20,13

Estando os ângulos encontrados é possível proceder ao cálculo das dimensões restantes. Contudo é importante realçar que todos os valores que irão ser utilizados são respetivos ao caso em que a virola tem o diâmetro máximo e o cilindro hidráulico se encontra na posição inicial, ou seja, os valores a serem utilizados são os das tabelas 1, 2 e 4.

Para calcular D, é utilizada a equação (4).

$$D = \frac{\left(C * \cos(45) + \left(\frac{A}{2} + \frac{B}{2} \right) * \cos\left(\frac{I}{2}\right) \right) * \sin(K) - O}{\cos(G)} \quad (4)$$

Para calcular E, é utilizada a equação 5.

$$E = O + (\cos(G) * (D + M) + (\cos(G - 10) * L)) * 2 \quad (5)$$

Para calcular P, é utilizada a equação (6).

$$P = ((D + M) * \sin(G)) + (L * \sin(G - (180 - 170))) + N \quad (6)$$

Logo, mais uma vez, substituindo os valores conhecidos nas equações acima mencionadas, iremos obter os dados indicados na tabela 5.

Tabela 5 - Dimensões restantes do sistema (D, E, P)

Designação	Nomenclatura	Dimensão [mm]
Distância entre veio do braço de rotação e veio do virador oscilante	D	1132.64 mm
Comprimento da base	E	4124.79 mm
Comprimento inicial do cilindro	P	431,41 mm

Uma vez que já são conhecidas todas as dimensões do sistema é possível calcular os ângulos que faltam para o caso em que a virola tem o diâmetro mínimo em contacto com todos os rolos e o cilindro hidráulico está na posição inicial.

As equações para calcular os ângulos I e J já são conhecidas, no entanto falta calcular H, sendo que este é obtido pela equação (7).

$$H = \tan^{-1} \left(\frac{(D * \cos(G) - C) + O}{\frac{((D * \cos(G) - C) + G) + C}{\tan^{-1}(K)}} \right) \quad (7)$$

Após substituir os valores nas equações 1, 2, 3, 4, 7, os resultados obtidos são os mostrados na tabela 6.

Tabela 6 - Ângulos restantes para diâmetro da virola mínimo em contacto com todos os rolos e cilindro hidráulico no mínimo (H, I, J)

Designação	Nomenclatura	Dimensão [°]
Ângulo entre rolos inferiores e centro da virola	H	25,94
Ângulo entre rolos superiores e rolos inferiores	I	38,13
Ângulo entre rolos superiores e centro da virola	J	64,06

3.2 Cálculo de diâmetros mínimos

Neste momento, já todas as incógnitas iniciais têm valores, pelo que já podemos especificar qual é o diâmetro mínimo que a virola pode ter para ser utilizada neste equipamento. Para tal, a equação (8) indica-nos qual é esse diâmetro mínimo e a equação (9) indica a partir de que diâmetro a virola passa a estar apoiada apenas pelos apoios inferiores dos viradores oscilantes de rolos. Para calcular o diâmetro mínimo em que a virola se encontra apoiada apenas nos rolos inferiores assumiu-se que o ângulo máximo que esta podia fazer com os rolos inferiores é de 45°.

$$D_{min} = \left(\frac{(\cos(G) * D) - C + O}{\sin(45^\circ)} - \frac{B}{2} \right) * 2 \quad (8)$$

$$D_{min4} = \left(\frac{(\cos(G) * D) - C + O}{\sin(H)} - \frac{B}{2} \right) * 2 \quad (9)$$

De referir que o valor de H é o obtido para a virola com diâmetro mínimo em quatro apoios e cilindro hidráulico na fase inicial. Os valores obtidos após terem sido aplicadas as fórmulas (8) e (9) são apresentados na tabela 7.

Tabela 7 - Diâmetros mínimos das virolas

Designação	Nomenclatura	Dimensão [°]
Diâmetro mínimo apenas suportada nos apoios inferiores do virador oscilante de rolos	D_{min}	1241,00 mm
Diâmetro mínimo em contacto com todos os apoios	D_{min4}	2315,00 mm

É importante referir que virolas com diâmetros inferiores a 2315,00 [mm], apenas podem ter um peso máximo de metade do estipulado inicialmente, ou seja, passa a ser de 60 toneladas, pois esta irá estar apoiada apenas nos rolos inferiores dos viradores oscilantes.

4. Estudo de forças

4.1 Cálculo de forças exercidas nos rolos

Terminado o dimensionamento do esquema do equipamento, vamos passar ao estudo das forças a atuar no sistema.

O cálculo da força que cada rolo tem de suportar é dado pela seguinte expressão.

$$F_r = \frac{m * g}{8 * \cos(K) * \cos\left(\frac{I}{2}\right)} \quad (10)$$

- F_r – Força exercida nos rolos [kN]
- m – Massa da virola [ton]
- g – Aceleração da gravidade [m/s^2]
- K – Ângulo entre veio do virador oscilante e centro da virola [°]
- I – Ângulo entre rolos superiores e rolos inferiores [°]

A massa da virola encontra-se dividido por 8, pois esta encontra-se apoiada em dois carros, sendo que em cada carro existem dois viradores oscilantes de rolos, em que cada um deles contém duas filas de rolos, logo o produto destes é igual a 8. Foi assumido um valor de 10 m/s^2 para a aceleração da gravidade para todos os cálculos ao longo deste relatório de forma a facilitar os cálculos.

Substituindo os valores na equação (10), o resultado máximo obtido para a força nos rolos (F_r) foi de 224,442 kN, equivalente a 22444,2 kgf. Sendo que agora resta apenas selecionar os rolos.

Tendo em conta que o diâmetro exterior dos mesmos é de 500 mm, e a carga a suportar tem de ser 22444,2 kgf, recorrendo ao catálogo da Räder-Vogel (Rader-Vogel, 2015) é selecionado os rolos 171 A/500/200/450/2/80 H7, como mostra a figura 23.








						
Article code	mm	mm	mm	mm	mm	kg
171 A/300/075/260/2/50 H7	300	75	85	96	50	2.000
171 A/300/100/260/2/60 H7	300	100	110	116	60	2.500
171 A/360/075/310/2/70 H7	360	75	85	116	70	2.500
171 A/360/100/310/2/60 H7	360	100	110	116	60	3.000
171 A/400/100/350/2/70 H7	400	100	110	121	70	3.500
171 A/400/120/350/2/60 H7	400	120	130	116	60	4.000
171 A/400/120/350/2/70 H7	400	120	130	116	70	4.000
171 A/400/150/350/2/60 H7	400	150	160	117	60	5.500
171 A/500/100/450/2/60 H7	500	100	110	116	60	4.500
171 A/500/150/450/2/80 H7	500	150	160	136	80	5.700
171 A/500/200/450/2/80 H7	500	200	210	135	80	8.000
171 A/600/150/550/2/80 H7	600	150	160	116	80	8.250
171 A/600/200/550/2/80 H7	600	200	210	135	80	10.000
171 A/700/200/640/2/80 H7	700	200	210	136	80	11.500

Figura 24 - Rodas selecionadas do catálogo da Räder-Vogel (Rader-Vogel, 2015)

Visto que estes rolos têm apenas uma capacidade de suportar 8000 kgf e necessitamos de suportar 22444,2 kgf, a seguinte expressão permite calcular o número de rolos necessários (n_r).

$$n_r = \frac{F_r}{8000} \Leftrightarrow n_r \approx 2,81 \quad (11)$$

Assim sendo serão necessários três rolos em cada linha de apoio, ou seja, cada virador oscilante de rolos irá ser composto por seis rolos, três inferiores e três superiores.

Para fazer uma análise das forças de corte e dos momentos fletores existentes nos veios é necessário saber como vão ser exercidas as forças nos mesmos. Os veios dos rolos têm uma carga uniformemente distribuída ao longo do veio, pelo que o esquema das forças exercidas no veio dos rolos é o seguinte.

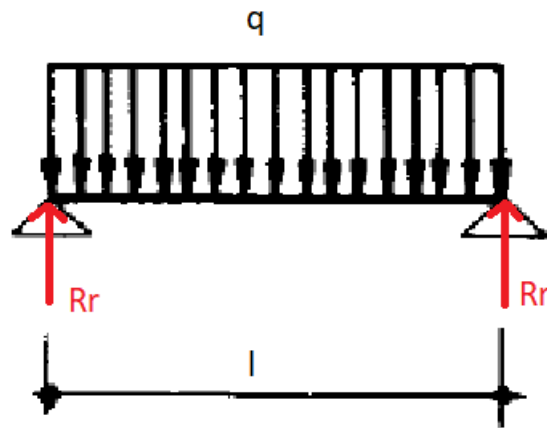


Figura 25- Distribuição de forças no veio dos rolos

Onde q é a carga distribuída sobre os rolos, sendo que as reações R_r são dadas por.

$$q = \frac{F_r}{l} \quad (12)$$

$$R_r = \frac{q * l}{2} \quad (13)$$

Tendo o diagrama de esforços transversos e o diagrama de momentos fletores a seguinte representação.

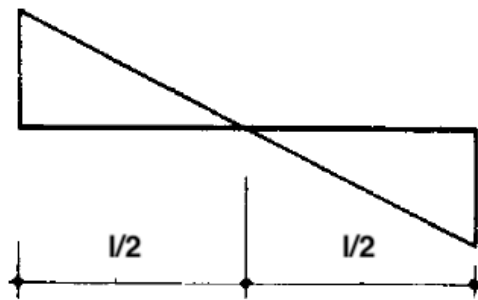


Figura 26 - Diagrama de esforços transversos do veio dos rolos

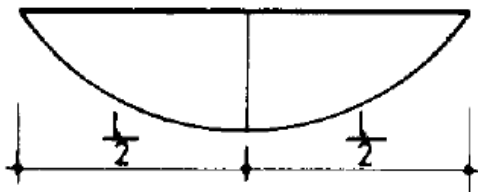


Figura 27 - Diagrama de momentos fletores do veio dos rolos

Sendo que os esforços transversos são máximos nas extremidades dos veios e são iguais a R_r . Quanto ao momento fletor, este é máximo a meio do comprimento do veio e é calculado como se mostra a seguir.

$$M_b = \frac{q * l^2}{8} \quad (14)$$

Tendo sido então obtidos os valores máximos demonstrados na tabela a seguir.

Tabela 8 - Esforço transverso e momento fletor máximo no veio dos rolos

Designação	Nomenclatura	Valor
Reação no veio dos rolos [kN]	R_r	112,221
Momento fletor [kN.m]	M_b	31,674

4.2 Cálculo de forças exercidas nos veios dos viradores

Antes de começar a análise é necessário saber como se encontram aplicadas as forças ao longo do veio. Estas encontram-se distribuídas como se demonstra na figura a seguir.

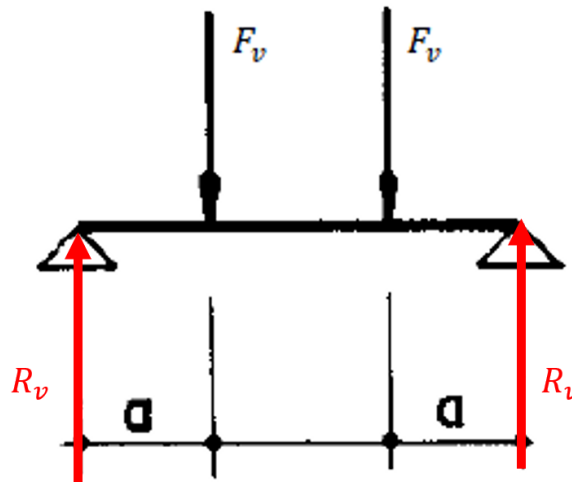


Figura 28 - Distribuição de forças no veio dos viradores oscilantes de rolos

Sabendo como estão distribuídas as forças no veio é possível então proceder ao seu cálculo, sendo este feito a partir da expressão indicada a baixo.

$$F_v = \frac{m * g}{4 * 2 * \cos(K)} \quad (15)$$

- F_v – Força exercida no veio dos viradores [kN]
- m – Massa da virola [ton]
- g – Aceleração da gravidade [m/s^2]
- K – Ângulo entre veio do virador oscilante e centro da virola [°]

Nesta equação o número 4 corresponde ao número de veios do virador, e o número 2 é devido à força exercida nos veios dos viradores estar exercida em dois pontos diferentes.

Sendo ainda possível deduzir que como as forças exercidas nos veios (F_v) se encontram à mesma distância dos apoios, as reações no veio (R_v) são iguais às forças exercidas nos veios (F_v). Tendo o diagrama de esforços transversos e o diagrama de momentos fletores a seguinte representação.

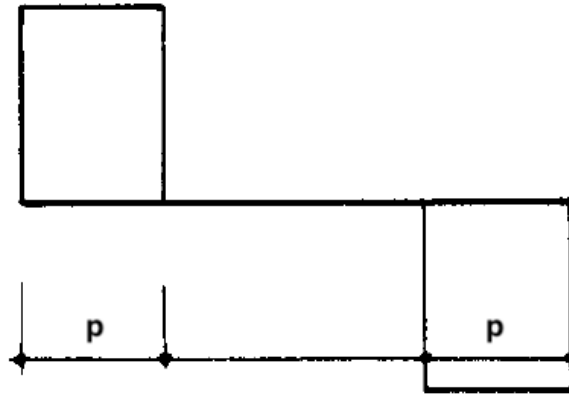


Figura 29 - Diagrama de esforços transversos no veio dos viradores oscilantes de rolos

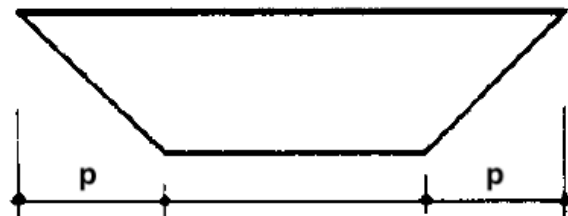


Figura 30 - Diagrama de momentos fletores no veio dos viradores oscilantes de rolos

Sendo que os esforços transversos máximos nos veios são iguais a R_v . Quanto ao momento fletor máximo, este é obtido a partir da seguinte equação.

$$M_b = R_v * p \quad (16)$$

Logo, aplicando as fórmulas indicadas, obtemos os seguintes resultados.

Tabela 9 - Esforço transversal e momento fletor máximo no veio dos viradores oscilantes de rolos

Designação	Nomenclatura	Valor
Forças exercidas nos veios dos viradores oscilantes de rolos [kN]	F_v	212,132
Reação no veio dos viradores [kN]	R_v	212,132
Momento fletor [kNm]	M_b	7,329

4.3 Cálculo de forças exercidas nos veios dos cilindros hidráulicos

Como já foi anteriormente dito, antes de se começar a análise é necessário saber como se encontram aplicadas as forças ao longo do veio do cilindro hidráulico. Estas encontram-se distribuídas como se demonstra na figura a seguir.

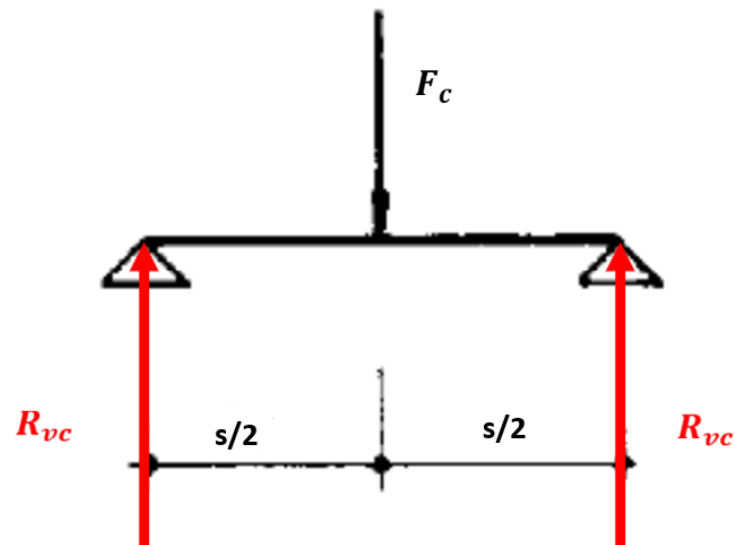


Figura 31- Distribuição de forças no veio do cilindro hidráulico

Sabendo como estão distribuídas as forças no veio é possível então proceder ao seu cálculo, sendo este feito a partir da expressão indicada a baixo.

$$R_{vc} = \frac{F_c}{2} \quad (17)$$

Onde o diagrama de esforços transversos é o seguinte.

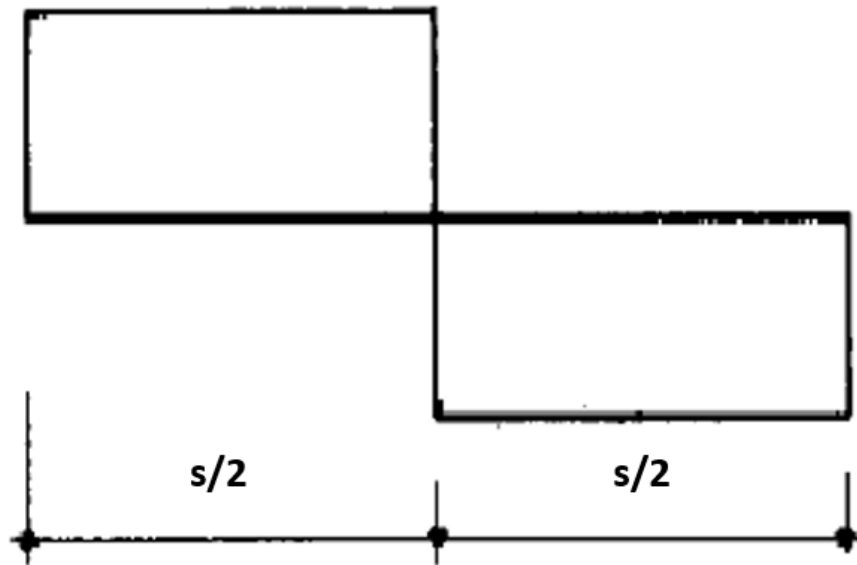


Figura 32 - Diagrama de esforços transversos no veio do cilindro hidráulico

Por sua vez, o momento fletor é máximo a meio do comprimento do veio, onde a força F_c é aplicada, sendo este dado pela seguinte equação.

$$M_b = R_{vc} * \frac{s}{2} \quad (18)$$

Onde o diagrama dos momentos fletores tem a seguinte representação.

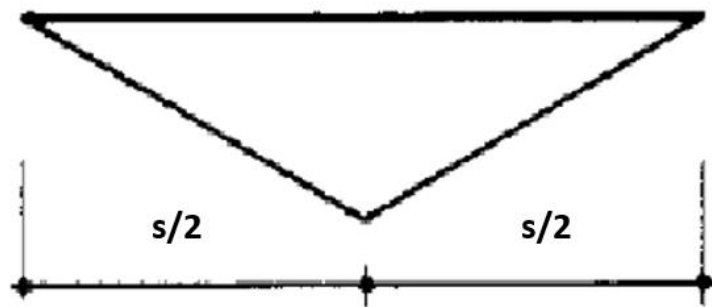


Figura 33 - Diagrama de momentos fletores no veio do cilindro hidráulico

No entanto, ainda é necessário saber o valor de F_c para se calcular as reações nos veios e posteriormente o momento fletor máximo. Para se calcular a força do cilindro temos de analisar o braço do fit-up, que se encontra na seguinte figura.

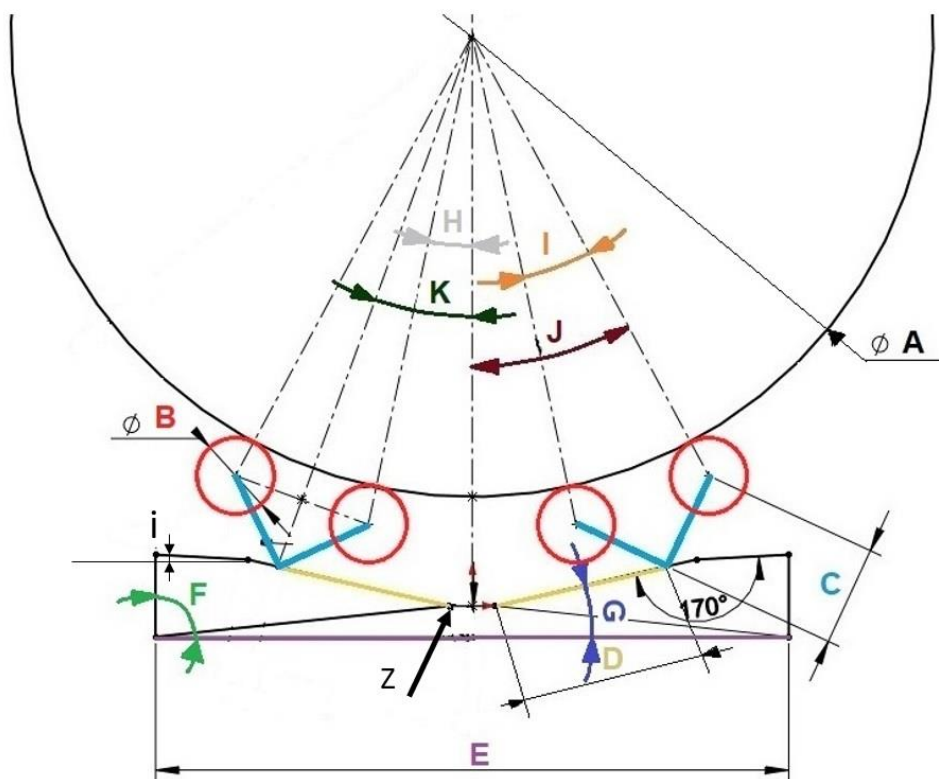


Figura 34 - Esquema do sistema com indicação do ponto Z para cálculo do momento

É possível a partir do somatório dos momentos no ponto Z descobrir as reações no veio do cilindro. Este ponto é onde se encontra o veio que permite a rotação do braço pelo que o somatório dos momentos em Z tem de ser igual a zero. Sendo que daqui resulta a seguinte expressão.

$$\begin{aligned} \sum M_Z &= 0 \\ \Leftrightarrow -R_{vch} * (\sin(i) * L + (M + D) * \sin(G)) - R_{vcv} * (\cos(i) * L + (M + D) * \cos(G)) + \\ &R_{vh} * \sin(G) * D + R_{vv} * \cos(G) * D = 0 \\ \Leftrightarrow R_{vch} * (\sin(i) * L + (M + D) * \sin(G)) + R_{vcv} * (\cos(i) * L + (M + D) * \cos(G)) = \\ &R_{vh} * \sin(G) * D + R_{vv} * \cos(G) * D \end{aligned}$$

Substituindo:

$$R_{vch} = R_{vc} * \cos(F)$$

$$R_{vcv} = R_{vc} * \sin(F)$$

$$(R_{vc} * \cos(F)) * (\sin(i) * L + (M + D) * \sin(G)) + (R_{vc} * \sin(F)) * (\cos(i) * L + (M + D) * \cos(G)) = R_{vh} * \sin(G) * D + R_{vv} * \cos(G) * D$$

$$\Leftrightarrow R_{vc} * [(\cos(F)) * (\sin(i) * L + (M + D) * \sin(G)) + (\sin(F) * (\cos(i) * L + (M + D) * \cos(G)))] = D * (R_{vh} * \sin(G) + R_{vv} * \cos(G))$$

$$\Leftrightarrow R_{vc} = \frac{D * (R_{vh} * \sin(G) + R_{vv} * \cos(G))}{\cos(F) * (\sin(i) * L + (M + D) * \sin(G)) + \sin(F) * (\cos(i) * L + (M + D) * \cos(G))} \quad (19)$$

Onde i , R_{vh} e R_{vv} são dados pelas seguintes expressões.

$$i = (170 - (180 - (90 - G))) - 90 \quad (20)$$

$$R_{vh} = R_{rcv} + R_{rbv} \quad (21)$$

$$R_{vv} = R_{rch} + R_{rbh} \quad (22)$$

Sendo que R_{rcv} é a reação vertical nos rolos superiores, R_{rbv} é a reação vertical nos rolos inferiores, R_{rch} é a reação horizontal nos rolos superiores e R_{rbh} é a reação horizontal nos rolos inferiores.

$$R_{rcv} = R_r * \cos(J) \quad (23)$$

$$R_{rbv} = R_r * \cos(H) \quad (24)$$

$$R_{rch} = R_r * \sin(J) \quad (25)$$

$$R_{rbh} = R_r * \sin(H) \quad (26)$$

Seguindo estas equações foram então obtidos resultados, os quais se encontram na seguinte tabela.

Tabela 10 - Forças máximas atuar no veio do cilindro

Forças máximas atuar no veio do cilindro		
Designação	Nomenclatura	Dimensão [kN]
Reações nos veios do cilindro	R_{vc}	102,917
Força cilindro	F_c	205,833
Momento fletor	M_b	3,859

4.4 Cálculo de forças exercidas nos veios do braço

O último veio a ser analisado é o veio que permite a rotação do braço. A distribuição das forças ao longo deste veio é do mesmo tipo que o veio do virador, sendo representado na figura a seguir.

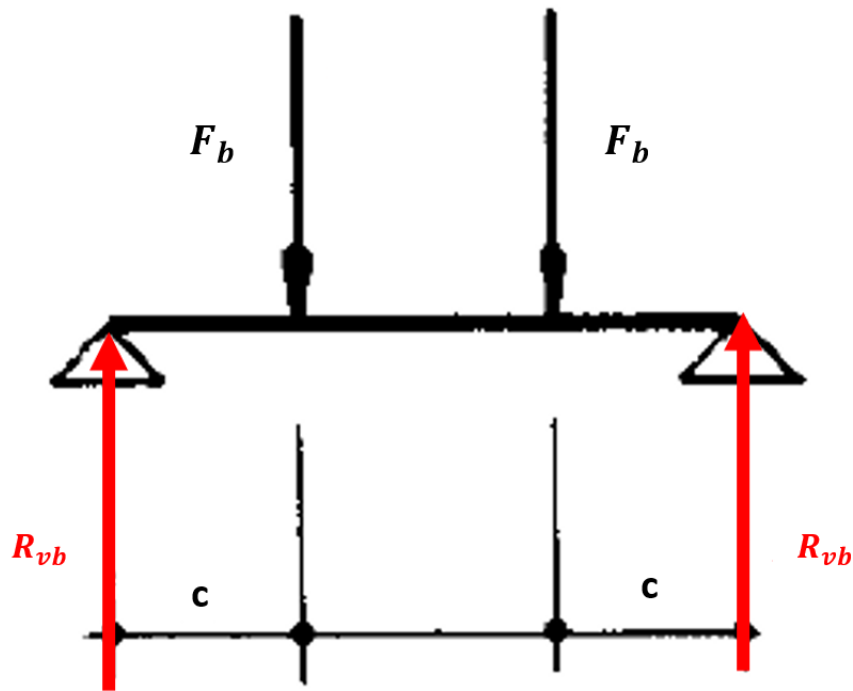


Figura 35 - Distribuição de forças no veio do braço

Sabendo como estão distribuídas as forças no veio é possível deduzir que as reações no veio, R_{vb} são iguais às forças exercidas no veio, F_b . Para calcular as forças exercidas no veio do braço, vamos calcular as reações no mesmo recorrendo novamente à figura 33 utilizada anteriormente. Sabemos que o somatório das forças em Z (da figura 33) tem de ser igual a zero, de onde resulta as seguintes equações.

$$R_{v bv} = R_{vv} - R_{vcv} \quad (27)$$

$$R_{v bh} = R_{vch} - R_{v h} \quad (28)$$

$$R_{vb} = \sqrt{R_{v bv}^2 + R_{v bh}^2} \quad (29)$$

Estando as forças calculadas, o diagrama de esforços transversos e o diagrama dos momentos fletores têm a seguinte representação.

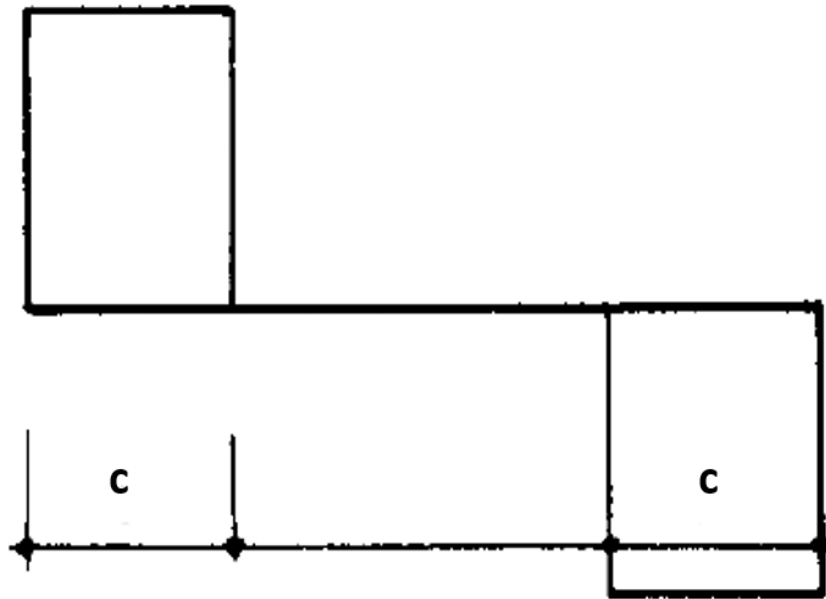


Figura 36 - Diagrama de esforços transversos no veio do braço

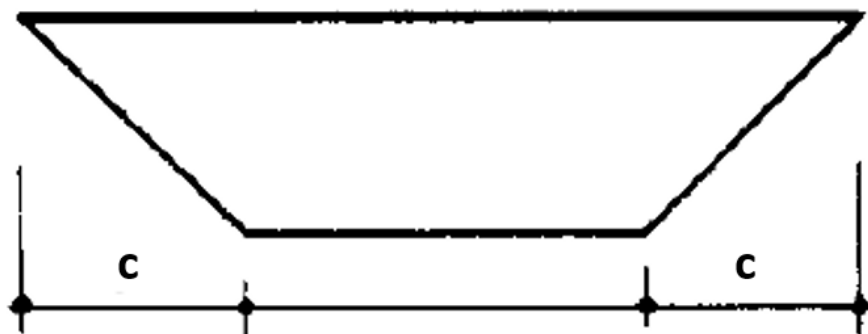


Figura 37 - Diagrama de momentos fletores no veio do braço

Sendo que os esforços transversos máximos nos veios são iguais a R_{vb} . Quanto ao momento fletor máximo, este é obtido a partir da seguinte equação.

$$M_b = R_{vb} * c \quad (30)$$

Logo, aplicando as fórmulas indicadas, obtemos os seguintes resultados.

Tabela 11 - Esforço transversal e momento fletor máximo no veio do braço

Designação	Nomenclatura	Valor
Força exercida no veio do braço [kN]	F_b	157,216
Reação no veio do braço [kN]	R_{vb}	157,216
Momento fletor [kNm]	M_b	10,219

4.5 Força de atrito nos rolos

O movimento de rotação da virola irá ser originada pelo carro virador oscilante, nos apoios inferiores. Este é realizado nos apoios inferiores e não nos superiores devido à força de atrito nos rolos superiores ser inferior à dos rolos inferiores, logo seria muito mais fácil existir escorregamento se o movimento de rotação fosse originado pelos rolos superiores. Outra razão é que quando a virola tem um diâmetro inferior a 2315 mm irá estar apoiada apenas nos apoios inferiores, logo se o movimento de rotação fosse feito pelos apoios superiores, as virolas com diâmetro inferior ao referido não iriam ter rotação.

Posto isto, as forças de atrito nos rolos superiores e nos rolos inferiores foram calculadas usando as seguintes expressões.

Apoios superiores:

$$F_{ac} = \frac{F_{rvc}}{\sin(J)} \quad (31)$$

Apoios inferiores:

$$F_{ab} = \frac{F_{rvb}}{\sin(H)} \quad (32)$$

Onde (F_{rvc}) é a força vertical nos rolos superiores e (F_{rvb}) é a força vertical nos inferiores, sendo calculadas da seguinte forma.

$$F_{rvc} = F_r * \cos(H) \quad (33)$$

$$F_{rvb} = F_r * \sin(H) \quad (34)$$

- F_{rvc} – Força vertical nos rolos superiores [kN]
- F_{rvb} – Força vertical nos rolos inferiores [kN]
- F_r – Força nos rolos [kN]
- H – Ângulo entre rolos inferiores e centro da virola [°]
- J – Ângulo entre rolos superiores e centro da virola [°]

5. Dimensionamento Veios

5.1 Dimensionamento estático dos veios

Para calcular o diâmetro mínimo dos veios foi utilizada a fórmula (35), retirada do livro Introdução ao Projeto Mecânico (Q. de Melo e Completo, 2017).

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * \gamma_F}{\pi * \sigma_0} * \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} * M_t^2}} \quad (35)$$

Onde, γ_F é o coeficiente de segurança, tendo sido usado o valor de 1.5, σ_0 a tensão de cedência do material utilizado no veio, M_b é o momento fletor no veio e M_t o momento torsor. Dado que os momentos fletores já foram calculados no capítulo anterior é necessário apenas calcular os momentos torsores.

Para calcular os momentos torsores nos veios, temos que calcular o momento necessário para a rotação da virola. O momento total necessário para o rolamento da virola é dado por:

$$M_{tr} = M_{t1} + M_{t2} \quad (36)$$

Onde M_{t1} é momento para vencer deformação de contacto (deformação de hertz) e M_{t2} é o momento para manter o rolamento, sendo que estes são calculados seguindo o livro Introdução ao Projeto Mecânico (Q. de Melo e Completo, 2017).

$$M_{t1} = F_r * b * \left(\frac{2}{3} - \frac{1}{2} \right) \quad (37)$$

$$M_{t2} = C_{rr} * F_r * \left(\frac{B}{2} \right) \quad (38)$$

Em que $\left(\frac{2}{3} - \frac{1}{2} \right)$ é o braço da excentricidade da força de contacto em relação ao centro do rolo, b é a largura de contacto entre a virola e os rolos e C_{rr} é o coeficiente de resistência ao rolamento, podendo estes serem calculados da seguinte maneira:

$$b = 1.13 * \sqrt{\frac{F * \Delta}{L * \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}} \quad (39)$$

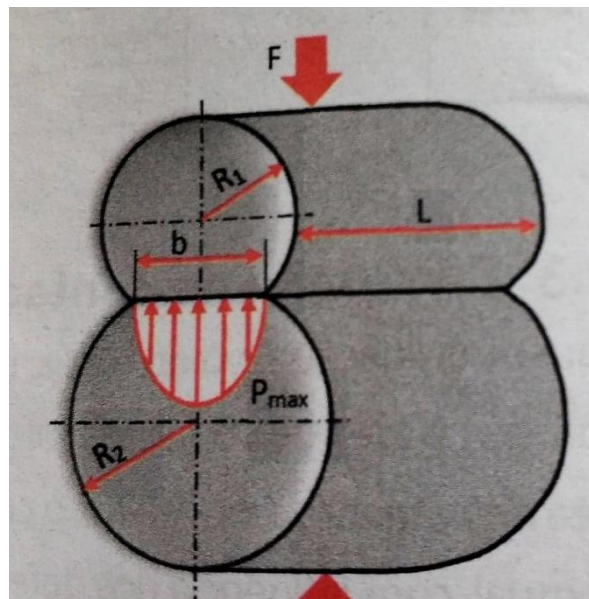


Figura 38 - Demonstração das forças para o cálculo da largura de contacto (Q. de Melo e Completo, 2017)

Sendo que neste relatório, F corresponde a F_r , R_1 corresponde ao raio dos rolos $\left(\frac{B}{2}\right)$, e R_2 corresponde ao raio da virola $\left(\frac{A}{2}\right)$. Ficando então a equação da seguinte forma:

$$b = 1.13 * \sqrt{\frac{F_r * \Delta}{L_1 * \left(\frac{1}{\left(\frac{B}{2}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{A}{2}\right)}\right)}} \quad (40)$$

- b – Largura de contacto [m]
- F_r – Força aplicada nos rolos [N]
- B – Diâmetro dos rolos [m]
- A – Diâmetro da virola [m]
- Δ – Módulo de contacto [m^2/N]
- L_1 – Largura total do conjunto de três rolos [m]

Para ser possível calcular a largura de contacto é necessário calcular o módulo de contacto pelo que o mesmo é dado por:

$$\Delta = \frac{1 - \nu_1}{E_1} + \frac{1 - \nu_2}{E_2} \quad (41)$$

- Δ – Módulo de contacto [m^2/N]
- E_1 – Módulo de elasticidade do poliuretano dos rolos [N/m^2]
- E_2 – Módulo de elasticidade do aço [N/m^2]
- ν_1 – Coeficiente de Poisson do poliuretano
- ν_2 – Coeficiente de Poisson do aço

Sendo que agora já é possível calcular a largura de contacto vamos então debruçar-nos sobre o cálculo do coeficiente de resistência ao rolamento, sendo este obtido a partir da equação seguinte, retirada de Hersey (Hersey, 1969).

$$C_{rr} = 0.0048 * \left(\frac{18}{D}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{100}{W}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (42)$$

Adaptando esta fórmula aos símbolos que estão a ser utilizados ao longo deste relatório, D passa a ser B e W passa a ser F_r , ficando então a fórmula da seguinte maneira:

$$C_{rr} = 0.0048 * \left(\frac{18}{B}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{100}{F_r}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (43)$$

B - Diâmetro das rodas em polegadas [in]

F_r - Força exercida nas rodas em libras [lbs]

Nesta fase já é possível calcular o momento total para o rolamento da virola (M_{tr}) falta, no entanto, calcular o momento necessário para o arranque da virola, sendo que este será bastante superior ao momento necessário para o rolamento da virola.

Este momento é calculado através da expressão seguinte:

$$M_{ta} = I_z * \alpha \quad (44)$$

- M_{ta} – Momento de arranque [Nm]
- I_z – Inércia da virola [(Kgm²)/s]
- α – Aceleração angular dos rolos [rad/s²]

Para calcular o momento de arranque torna-se então necessário calcular a inércia da virola, inércia esta que é obtida a partir da fórmula seguinte:

$$I_z = \frac{1}{2} * m * (r_2^2 + r_1^2) \quad (45)$$

Sendo m a massa total da virola, estando esta definida nas especificações do equipamento r_2 o raio exterior da virola e r_1 o raio interno da virola, como se pode ver na figura 38.

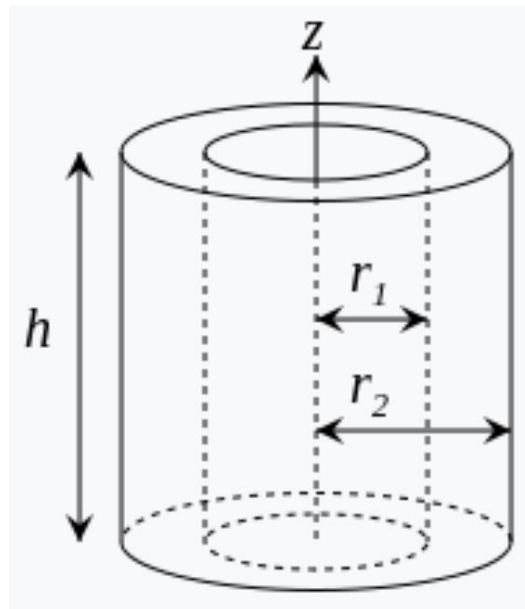


Figura 39 - Formato das virolas

Foi assumida uma espessura da chapa das virolas de 100 mm pelo que:

$$r_1 = r_2 - 50 \quad (46)$$

Estando todas as fórmulas para o cálculo de momentos apresentadas, substituindo os valores nas equações, obtiveram-se resultados apresentados na seguinte tabela:

Tabela 12 - Momentos Torsores

M_{tr} [kNm]	0,259
M_{ta} [kNm]	1062,150

Como era esperado, o momento de arranque é maior que o momento total de rolamento. No entanto, o momento torsor nos veios vai ser a soma destes dois momentos, sendo este calculado da seguinte forma.

$$M_t = \frac{\left(\frac{M_{ta} + M_{tr}}{\left(\frac{D_{min}^4}{B} \right)} \right)}{2} * \gamma_F \quad (47)$$

Este momento torsor é dividido por 2 pois a rotação da virola irá ser feita por dois motorreductores e posteriormente é multiplicado pelo coeficiente de segurança (γ_F), tendo sido este considerado igual a 1,5. Pelo que o momento torsor nos veios é 2,106 [kNm].

Sabendo os momentos torsor e momentos de flexão nos veios e assumindo o material 30 CrNiMo 8 para os veios, é possível calcular o diâmetro mínimo que os mesmos deverão ter. Para tal são usadas as seguintes tensões de cedência do material.

Tabela 13 - Tensões de cedência do material 30 CrNiMo 8

Diâmetro	Tensão de cedência [MPa]
≤ 40	1050
≤ 100	900
≤ 160	800
≤ 250	700

Os diâmetros obtidos são os seguintes:

Tabela 14 - Diâmetros estáticos obtidos

	Diâmetro [mm]
Veios rolos superiores	85
Veios rolos inferiores	85
Veios viradores oscilantes	50
Veios cilindro hidráulico	40
Veios dos braços	60
Veios rolos inferiores motorizados	85

5.2 Dimensionamento dos veios à fadiga

Tendo sido calculado o diâmetro mínimo que os veios necessitam é preciso dimensionar os veios à rotura de fadiga. Neste caso, irá ser utilizado o critério de Gerber, o qual é dado pela seguinte expressão:

$$\frac{\gamma_s * \sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\gamma_s * \sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 = 1 \quad (48)$$

Onde, γ_s é o coeficiente de segurança, σ_u é o valor característico de rotura do aço e σ_m o limite à fadiga que os aços apresentam nas condições normais de serviço, sendo que de acordo ainda com Shigley (G. Budynas e Keith Nisbeet, 2008), σ_a e σ_m podem ser calculados da seguinte forma:

$$\sigma_a = K_f * \sigma_b \quad (49)$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} * \tau_t \quad (50)$$

Sendo que σ_b e τ_t são respetivamente as tensões de flexão e torção dos veios, pelo que para secções circulares calculam-se seguindo as seguintes fórmulas:

$$\sigma_b = \frac{32 * M_b}{\pi * d^3} \quad (51)$$

$$\tau_t = \frac{16 * M_t}{\pi * d^3} \quad (52)$$

De acordo ainda com Shigley (G. Budynas e Keith Nisbeet, 2008), σ_e é calculado a partir de,

$$\sigma_e = k_{as} * k_{ta} * \frac{\bar{\sigma}'_{eb}}{\gamma_M} \quad (53)$$

Onde, k_{as} é o fator de acabamento superficial e $\bar{\sigma}_u$ (MPa) é a tensão de rotura média do aço.

$$k_{as} = \begin{cases} 4.45 * \bar{\sigma}_u^{-0.265}, & \text{Veio maquinado} \\ 1.58 * \bar{\sigma}_u^{-0.086}, & \text{Veio retificado} \end{cases} \quad (54)$$

Sendo k_{ta} o fator de tamanho em função do diâmetro do veio d dado por:

$$k_{ta} = \begin{cases} 1.24 * d^{-0.107}, & 3 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.859 - \frac{d}{1195}, & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (55)$$

O limite de fadiga medido no ensaio de flexão rotativa de provetes polidos ($\bar{\sigma}'_{eb}$) é dado por:

$$\bar{\sigma}'_{eb} = \begin{cases} 0.506 * \bar{\sigma}_u, & \bar{\sigma}_u \leq 1460 \text{ MPa} \\ 740, & \bar{\sigma}_u > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (56)$$

Definindo a tensão de rotura média do aço ($\bar{\sigma}_u$) dependente do σ_u .

$$\bar{\sigma}_u \approx 1.1 * \sigma_u \quad (57)$$

De seguida o cálculo do fator de concentração de tensões K_f é dado por:

$$K_f = \frac{K_t}{1 + \frac{278}{\bar{\sigma}_u * \sqrt{r}} * \frac{K_t - 1}{K_t}} \quad (58)$$

Sendo K_t um fator teórico o qual se obtém a partir do gráfico da figura seguinte.

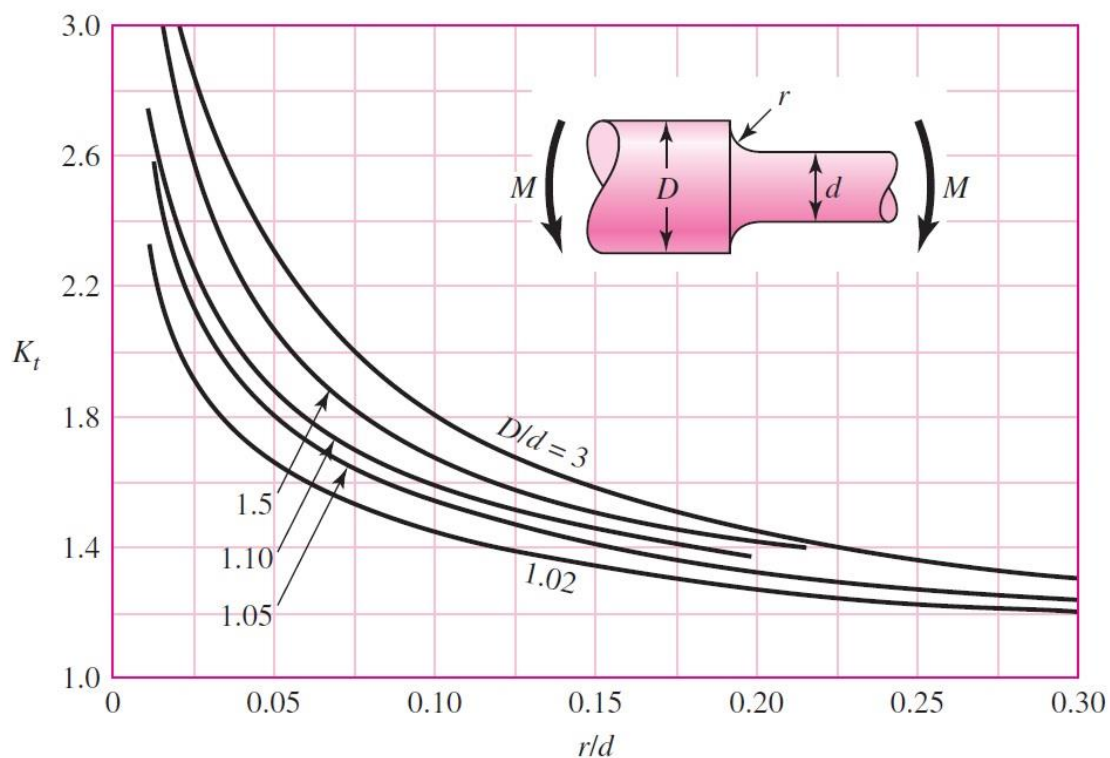


Figura 40 - Diagrama para obtenção do fator K_t

De referir ainda que γ_M é um coeficiente de segurança parcial, para o qual se vai assumir um valor de 1. Para os cálculos realizados foi também assumido uma relação de diâmetros (D/d) igual a 1,05, sendo que a partir de agora D irá ser denominado de d_2 para não haver confusão com as dimensões calculadas no início do relatório. Foi ainda assumido um raio de concordância r igual a 1 mm. Pelo que seguindo o gráfico da figura 39, resulta um K_t igual a 2,6.

Aplicando as fórmulas enumeradas anteriormente, obtemos os seguintes resultados para o diâmetro mínimo à fadiga.

Tabela 15 - Diâmetros à fadiga

	Diâmetro à fadiga [mm]
Veios rolos superiores	70
Veios rolos inferiores	70
Veios viradores oscilantes	90
Veios cilindro hidráulico	55
Veios dos braços	75
Veios rolos inferiores motorizados	70

Comparando os valores obtidos anteriormente para o diâmetro dos veios e o diâmetro obtido agora à fadiga é necessário selecionar em cada um deles o maior deles. Sendo que esses valores serão o diâmetro d dos veios, e consequentemente o diâmetro maior deles d_2 será 1,05 vezes maior que d . Para ser mais fácil de visualizar, a tabela a seguir contém os vários diâmetros obtidos, dos quais a realçado estarão os diâmetros d a utilizar.

Tabela 16 - Diâmetros finais a utilizar

	Diâmetro estático [mm]	Diâmetro à fadiga [mm]	d_2 [mm]
Veios rolos superiores	85	70	90
Veios rolos inferiores	85	70	90
Veios viradores oscilantes	50	90	95
Veios cilindro hidráulico	40	55	60
Veios dos braços	60	75	80
Veios rolos inferiores motorizados	85	70	90

6. Seleção de componentes do equipamento fit-up

Para desenvolver este equipamento é necessário efetuar o dimensionamento e seleção dos diferentes componentes que o constituem. Todos os cálculos que aqui serão apresentados encontram-se numa folha de cálculo, a qual foi realizada de maneira a que basta inserir apenas algumas características do equipamento fit-up que se pretende. Desta forma, esta calcula e dimensiona automaticamente praticamente todos os componentes da máquina, sendo eles veios, chavetas, anéis elásticos, anilhas, rolamentos, casquilhos, entre outros.

6.1 Rodas dos carros

Como foi referido no ponto 2.3.3.2 deste relatório as rodas dos carros que irão estar em contacto com os carris serão em aço Ck45. Sabendo que o peso máximo das virolas é de 120 toneladas, que o peso para cada carro é de 8 toneladas e dado que cada carro tem 4 rodas, cada roda vai ter de suportar uma carga de 17 toneladas. Sendo assim, a partir do catálogo da BRAUER (Brauer, 2013) foi possível seleccionar as rodas SSF 450/95/KM45 (figura 52) que têm capacidade para suportar 22 toneladas cada.

6.2 Rolamentos

Para a rotação dos veios das rodas dos apoios dos viradores e dos veios das rodas dos carros optou-se por rolamentos, decisão esta tomada tendo em conta que estes veios terão movimentos rotacionais contínuos e regulares. Dentro dos rolamentos, foi escolhida a gama de rolamentos autocompensadores de rolos, dado terem a capacidade de se adaptarem a pequenos desalinhamentos ou flexões dos veios em que estes se encontram alojados e possuírem ainda grande capacidade de carga.

No ponto 4.1 foi calculado a reação nos veios dos rolos, pelo que os rolamentos para os viradores dos rolos terão de suportar essa força (112,221 kN). Por outro lado, como foi dito no ponto 6.1, as rodas dos carros terão de suportar uma carga de 17 toneladas. Sabendo que este veio tem o mesmo comportamento que o veio dos rolos, os rolamentos das rodas terão de suportar uma força de 85 kN. Posto isto, a partir do catálogo da SKF (SKF, 2007), os rolamentos autocompensadores de rolos seleccionados foram os seguintes (figura 53 e 54):

- Veios rolos: 22217 E
- Veios rodas: 22214 E

6.3 Casquilhos de bronze

Nos veios de apoio dos viradores, cilindro hidráulico e rotação do braço, optou-se pela utilização de casquilhos de bronze, dado que estes veios não terão tanto tempo de trabalho como os veios anteriormente referidos. Os casquilhos de bronze permitem a rotação dos veios com velocidades reduzidas e são muito mais resistentes que os rolamentos. Têm ainda a capacidade de se adaptarem ao veio onde estão alojados, caso exista flexão do mesmo. Dentro dos casquilhos de bronze, optou-se pela utilização de casquilhos de bronze envolvido pois são os que têm capacidade de carga maior. As forças que cada casquilho tem de suportar são iguais as reações nos respetivos veios. Estes foram selecionados a partir do catálogo de casquilhos da SKF (SKF, 2003), sendo eles (figura 55):

- Veio virador: PRM 909590
- Veio cilindro: PRM 606560
- Veio braço: PRM 758080

A seleção destes casquilhos foi feita a partir do diâmetro interno que estes deverão ter e a força que terão de suportar. A força que estes aguentam foi calculada a partir da fórmula que se encontra no catálogo do fornecedor (figura 56 e 57).

6.4 Cilindros hidráulicos

Para a seleção dos cilindros hidráulicos que irão proporcionar o alinhamento vertical das virolas foi necessário calcular a força necessária que este teria de exercer para conseguir movimentar as virolas verticalmente. Visto que esta força já foi calculada no capítulo 4 é possível selecionar o cilindro hidráulico. Para a escolha deste produto foi usado o catálogo da Teclena (Teclena, 2011), sendo que o código de encomenda é apresentado da seguinte forma.

Códigos de encomenda:

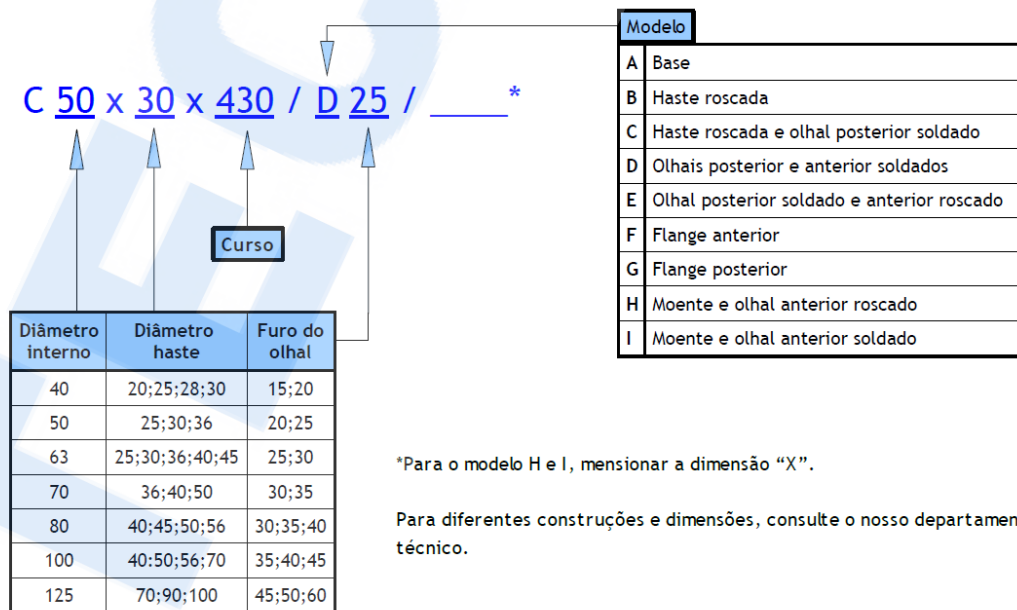


Figura 41 - Esquema explicativo para código de encomendas de cilindros hidráulicos da Teclena

Posto isto, sabendo que o curso que o cilindro hidráulico deverá ter é de aproximadamente 632,38 mm, iremos assumir um valor arredondado de 635 mm. Este tem ainda de exercer uma força de 205,833 kN, ou seja, terá que movimentar uma carga de aproximadamente 20,6 ton. Seguindo o seguinte ábaco é possível saber o diâmetro da haste do cilindro.

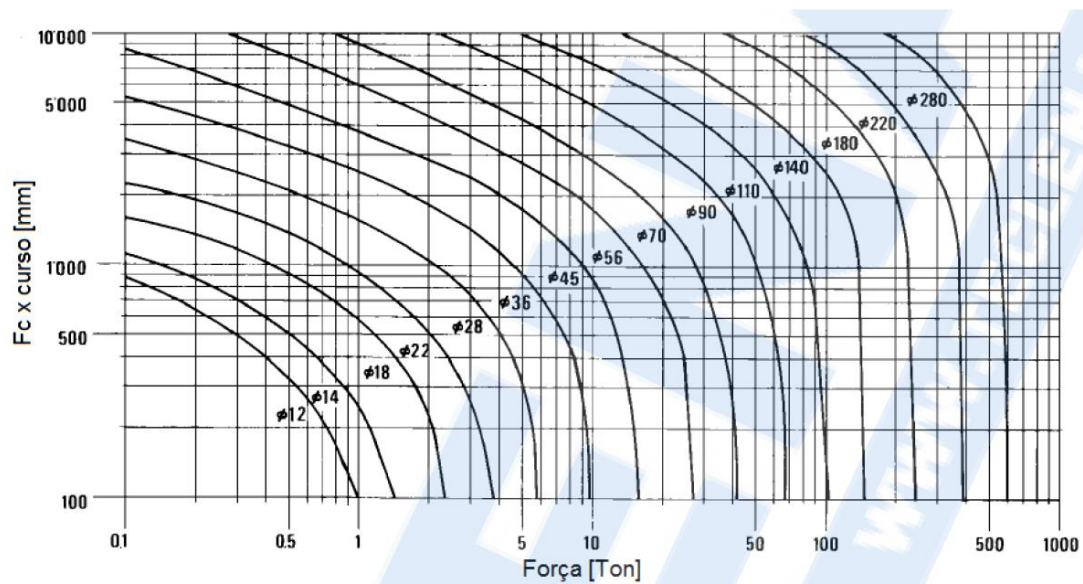


Figura 42 - Ábaco para seleção do diâmetro da haste a utilizar no cilindro hidráulico

É necessário primeiro selecionar o tipo de cilindro a usar, para saber o fator de curso (FC), sendo o tipo de cilindro selecionado na seguinte figura, o fator de curso a usar neste caso é de 1,5.

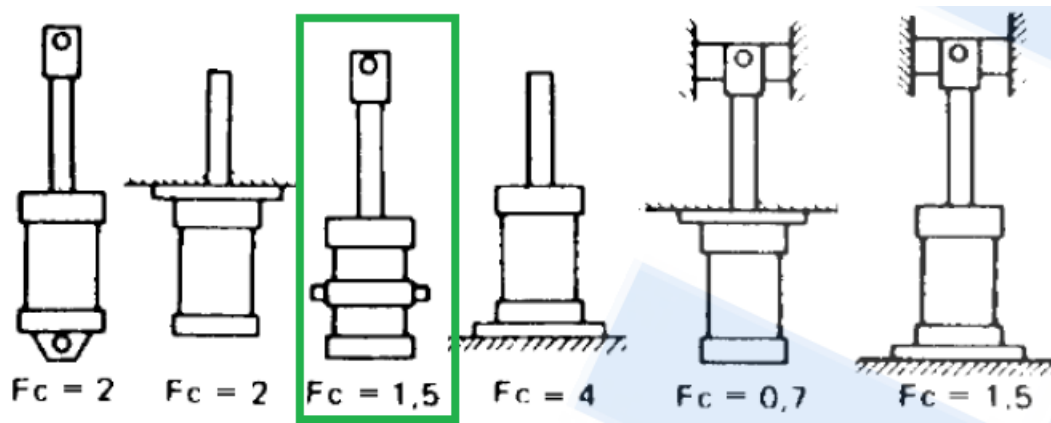


Figura 43 - Explicação de fator de curso a utilizar

Multiplicando então o FC pelo curso, o resultado é de aproximadamente 952,5 mm. Pelo que voltando a figura 41, sabemos o diâmetro da haste necessário.

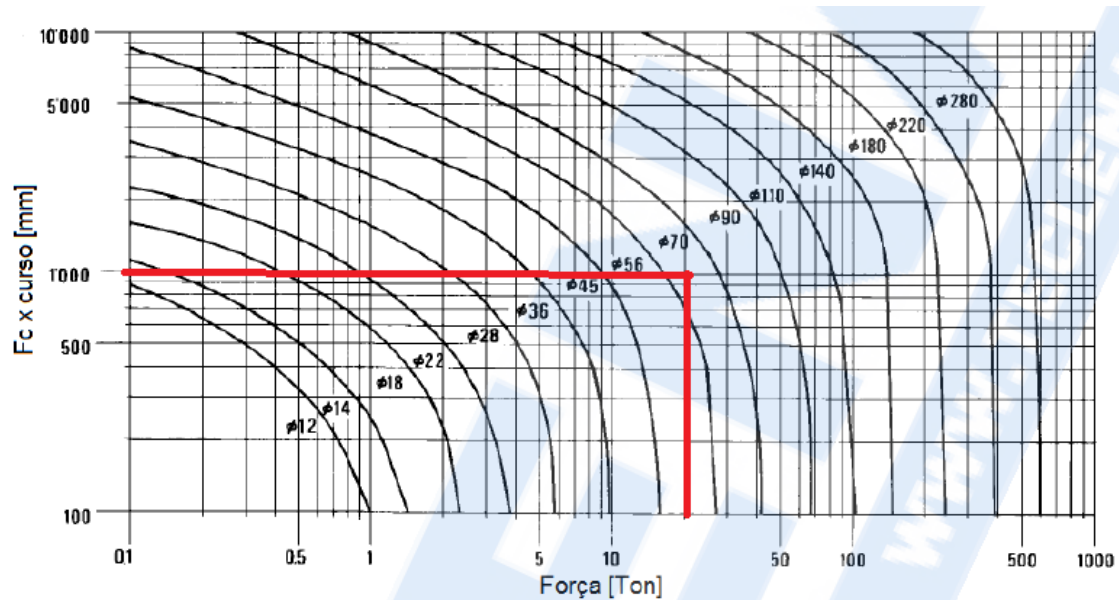


Figura 44 - Ábaco para seleção do diâmetro da haste para cilindros hidráulicos dos braços

Como podemos ver no gráfico, o ponto selecionado encontra-se um pouco acima do diâmetro 56 mm, pelo que a haste a usar irá ter 70 mm de diâmetro. Sabendo o diâmetro da haste, o curso e o tipo de cilindro, que é com moente e olhal roscado, fica definido o formato do cilindro que será conforme o representado na figura 44.

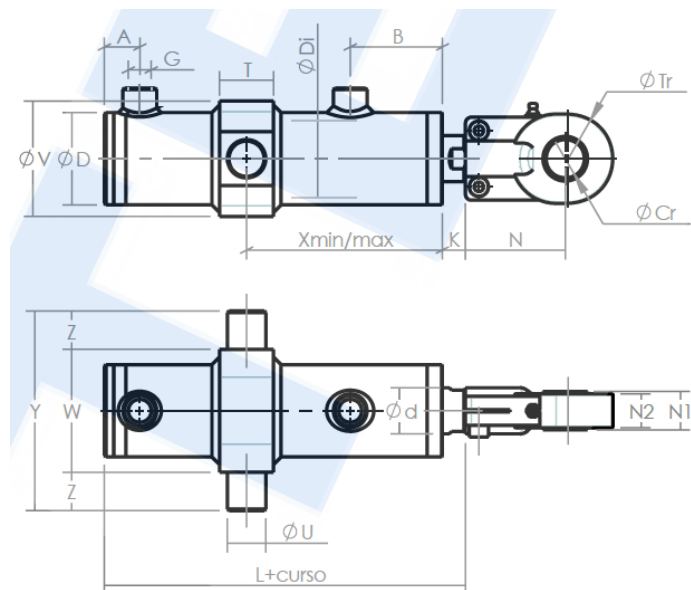


Figura 45 - Cilindro hidráulico com olhal roscado

Falta então saber qual o diâmetro interno e o furo do olhal a utilizar. Como o diâmetro do veio onde o cilindro vai estar fixo já foi calculado no capítulo 5, sabemos que o furo do olhal deverá ter 60 mm, pelo que consultando o catálogo da Teclena (Teclena, 2011), concluímos que o único cilindro com um veio de 70 mm e um olhal com um furo de 60 mm é o de 125 mm de diâmetro interno. Sendo então o código de encomenda o seguinte:

C 125 x 70 x 635 / H 60 / 215,5

Para a seleção do cilindro para o alinhamento de virolas na zona de soldadura foi utilizado o mesmo processo de seleção, utilizando os valores correspondentes para esse cilindro. Este tem de ter um curso de 500 mm, tem de suportar uma força de 20 toneladas e vai ser do tipo de flange posterior. Sendo então a sua representação a que se encontra na figura 45 e o código de encomenda o seguinte (figura 59, 60 e 61):

C 125 x 90 x 500 / G

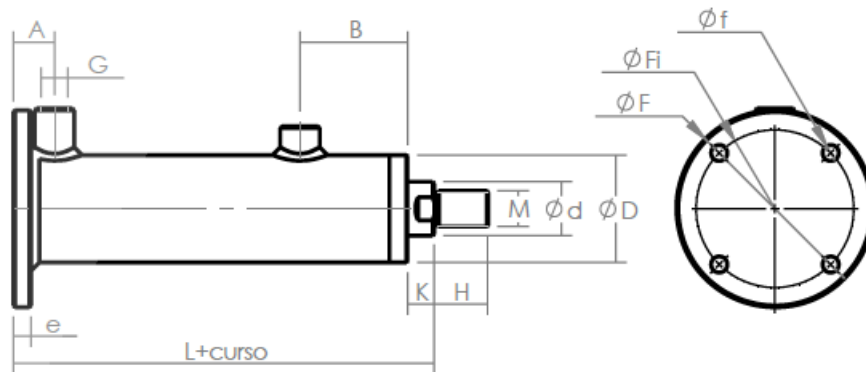


Figura 46 - Cilindro hidráulico com flange posterior

6.5 Chavetas

Para seleccionar as chavetas a utilizar, recorreu-se as seguintes equações para calcular o comprimento mínimo que as mesmas têm de ter.

Cálculo do comprimento mínimo ao corte

$$\tau_a = \frac{2 * M_t}{L * b * d} < \tau_{a \text{ adm}} \quad (59)$$

Cálculo do comprimento mínimo ao esmagamento

$$\sigma_d = \frac{2 * M_t}{L * d * (h - t_1)} < \sigma_{d \text{ adm}} \quad (60)$$

Aplicando as equações enumeradas em cima e segundo a norma ISO/R 773 obtiveram-se as seguintes chavetas para cada um dos veios.

- Veio rolos: B ISO/R 773 25x14x88 - St
- Veio virador: B ISO/R 773 25x14x70 -St
- Veio braço: B ISO/R 773 22x14x63 -St

6.6 Anéis elásticos

Os anéis elásticos são elementos de fixação podendo ser usados em eixos ou furos. Estes têm como principal função a fixação axial de componentes que estejam acoplados no eixo.

Neste caso, todos os anéis elásticos irão estar alojados em veios, impedindo o deslocamento axial de rolamentos. Pelo que segundo a norma DIN 471 foram selecionados os seguintes anéis elásticos:

- Veio rolos: DIN 471 - 85x3 - St
- Veio rodas carro: DIN 471 70x2,5 -St

6.7 Lubrificação

A retenção da massa para a lubrificação dos rolamentos irá ser feita por retentores apoiados em anilhas, desta forma obtemos uma vedação simples, eficaz e económica. Os retentores foram selecionados a partir do catálogo da ERIKS (Eriks, 2007), sendo estes os seguintes (figura 62)

- Veio rolos: DIN 3760 110x140x12
- Veio rodas: DIN 3760 90x110x12

Sendo que a vedação e fixação dos rolamentos fica feita como se mostra na figura a seguir.

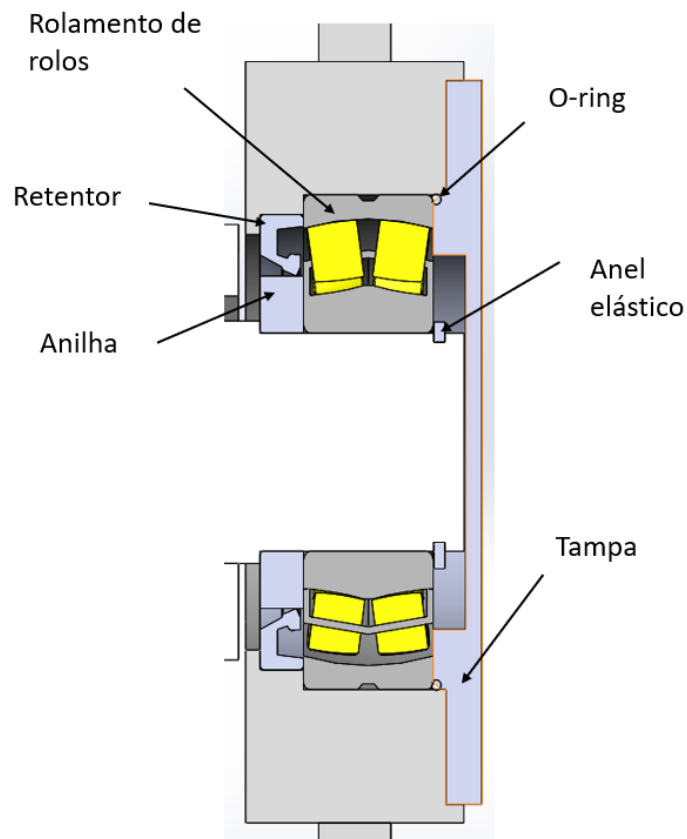


Figura 47 - Vedação para rolamentos

6.8 Motorreductor

Para a seleção dos motorredutores é necessário saber o binário que é necessário fornecer à saída do mesmo e a velocidade a que esse binário tem de ser transmitido. Anteriormente no ponto 5.1 foi calculado o binário necessário transmitir aos rolos (2,106 kNm), sendo que este binário tem de ser transmitido a uma velocidade de 1,28 rpm. Foi então usado o catálogo da Nord (Group, 2018), para selecionar o motorreductor a utilizar, tendo sido escolhido o seguinte motorreductor (figura 63):

- Motorreductor para rotação das virolas: SK 9053.1 – 71 L/4 de 0,37 kW

Para o motorreductor das rodas dos carros que produz o movimento axial das virolas, o binário necessário é igual ao momento total para o rolamento, sendo este calculado usando as equações 37 e 38 referidas no ponto 5.1. Neste caso o valor de C_{rr} será de 0,0005, conforme tabela do livro Introdução ao Projeto Mecânico (Q. de Melo e Completo, 2017). Sabendo que:

- A velocidade pretendida é de 6 m/min.
- Cada carro terá 2 motorredutores.

Usando um coeficiente de segurança igual a 1,5 conclui-se que o binário necessário para cada motorreductor é de 460,40 Nm a uma velocidade de 4,25 rpm.

Recorrendo uma vez mais ao catálogo da Nord (Group, 2018), seleccionámos o motorreductor seguinte (figura 64):

- Motorreductor para rodas dos carros: SK 4382 – 71 S/4 de 0,25 kW

6.9 Ligações aparafusadas

Nesta secção descreve-se o dimensionamento da ligação aparafusada que vai unir os carros às rodas que permitem a movimentação do mesmo sobre carris. Para tal considerou-se que usar 6 parafusos assegurava uma boa distribuição das forças de fixação por três linhas de duas colunas na face de ligação como se mostra nas imagens a seguir.

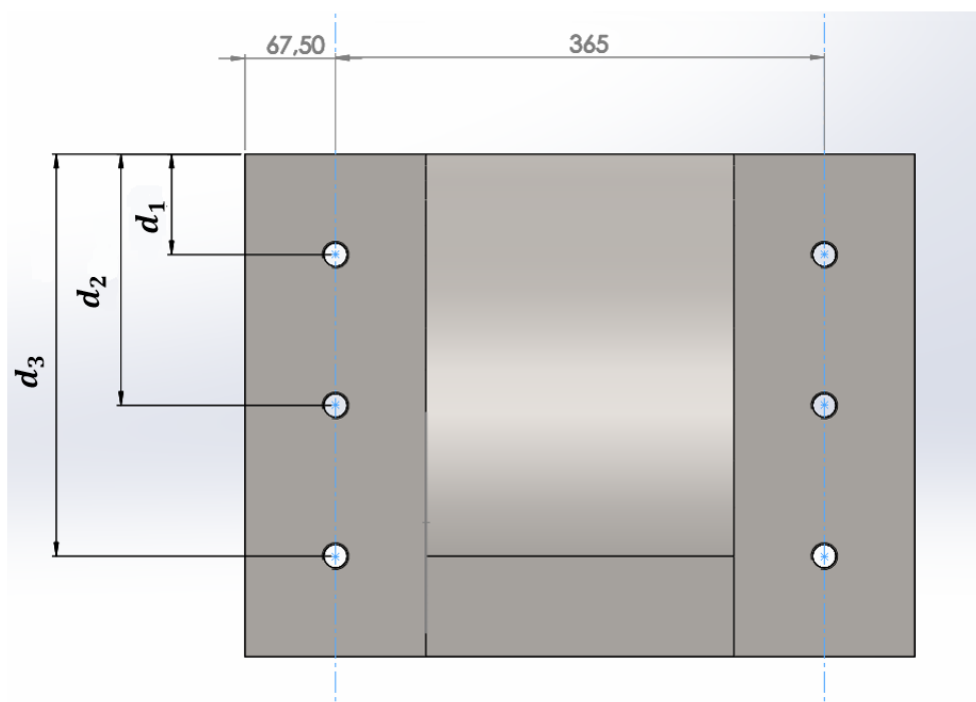


Figura 48 - Posicionamento dos parafusos para ligação aparafusada do suporte das rodas do carro

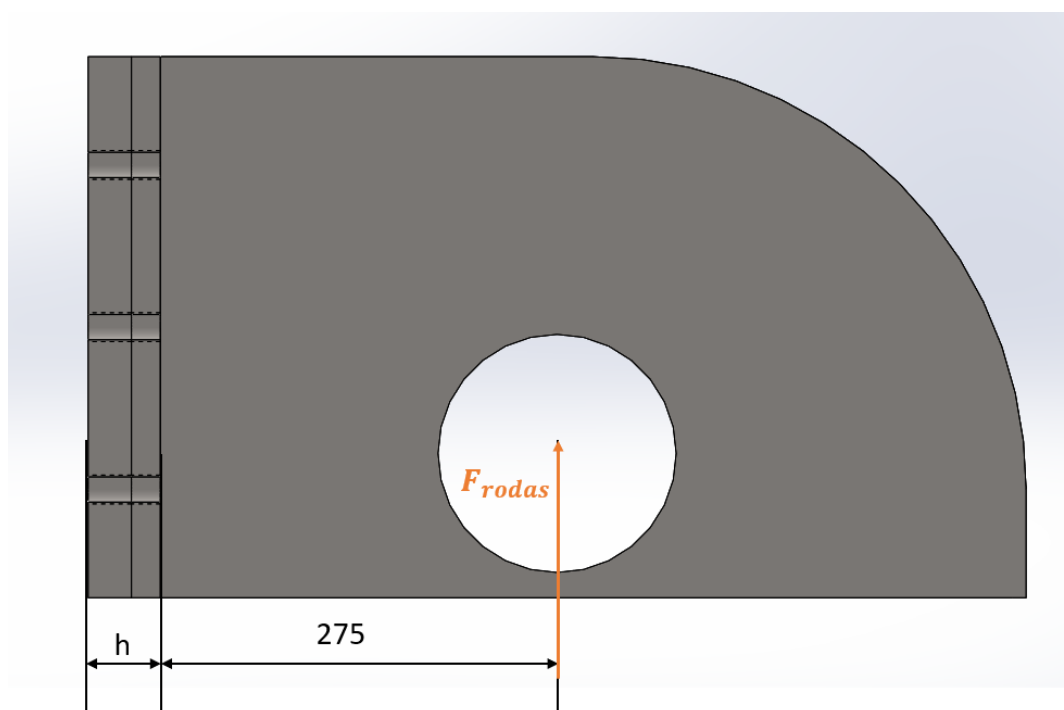


Figura 49- Posição da força aplicada nos suportes das rodas

As distâncias entre os furos e entre os furos e os bordos estão de acordo com o Eurocódigo 3 (Portuguesa, 2010), mais concretamente no que diz respeito às ligações aparafusadas.

Estes parafusos irão sofrer um momento causado pela força F_{rodas} , pelo que esta ligação irá ter o comportamento demonstrado na figura a seguir.

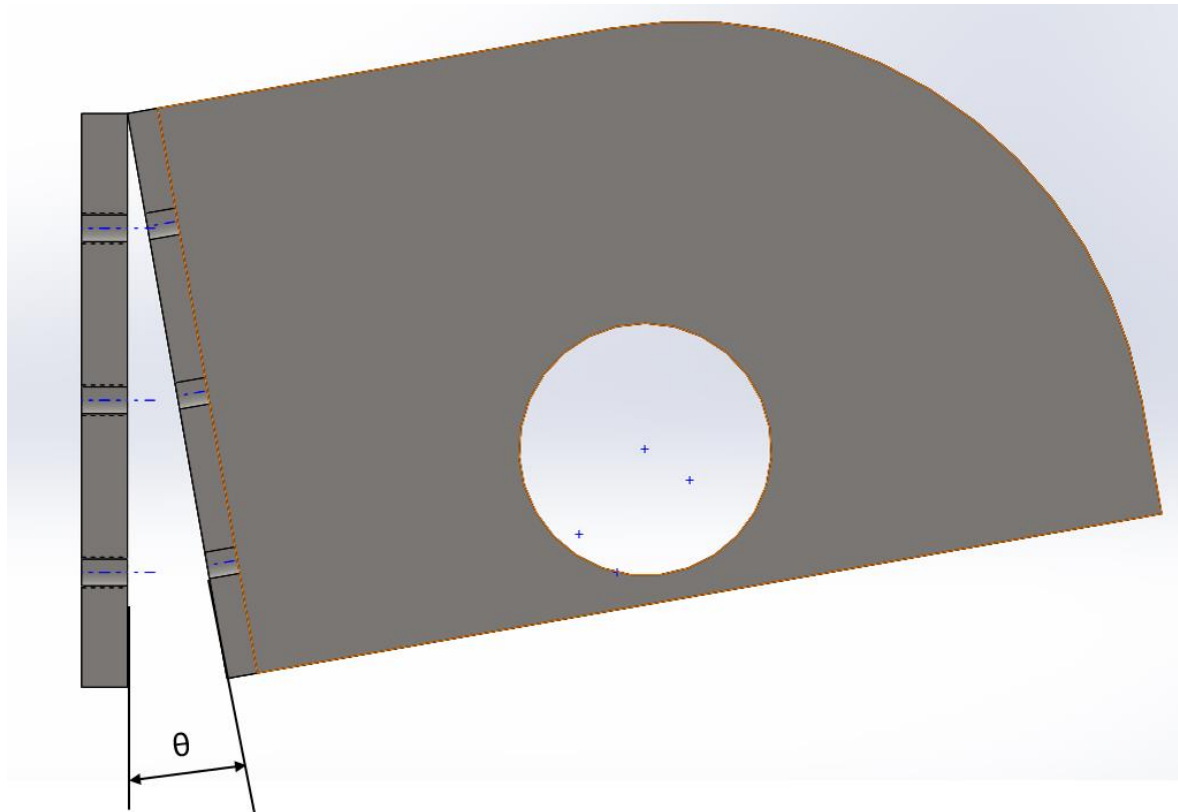


Figura 50 - Comportamento da ligação aparafusada: rotação fictícia possibilitando o cálculo das forças nos parafusos

Sendo então conhecido o comportamento da ligação é necessário seleccionar os parafusos a usar na mesma.

$$\theta = \frac{F_{rodas} * w}{K_p * ((n_1 * d_1^2) + (n_2 * d_2^2) + (n_3 * d_3^2))} \quad (61)$$

Onde F_{rodas} é igual ao peso máximo da virola mais o peso dos carros a multiplicar pela aceleração da gravidade, tendo esta um valor de 170 kN, n_1 , n_2 e n_3 é o número de parafusos na linha 1, 2 e 3 respetivamente. Sendo ainda que K_p é a rigidez do parafuso e é calculada pela expressão seguinte.

$$K_p = \frac{E_2 * A_s}{h} \quad (62)$$

Onde E_2 é o módulo de Young do aço, A_s a área útil do parafuso e h a soma da espessura das chapas onde os parafusos vão estar alojados.

Foi ainda necessário calcular a rigidez das juntas, utilizando a fórmula (63).

$$k_{mi} = \frac{\pi * E_2 * d_h}{\sqrt{3}ln * \frac{(1.1547 * t_i + d_{wi} - d_h) * (d_{wi} + d_h)}{(1.1547 * t_i + d_{wi} + d_h) * (d_{wi} - d_h)}} \quad (63)$$

Sendo que a rigidez total das juntas calcula-se considerando associação em série pelo que a rigidez total é dada por:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} \quad (64)$$

Por fim é preciso calcular a tensão em cada parafuso (σ_p), sendo que esta é máxima no parafuso que se encontra na terceira fila, pelo que a expressão que permite calcular a tensão em cada parafuso é a seguinte.

$$\sigma_p = \frac{\left(\frac{\theta * d_3 * K_p^2}{K_p + k_m} \right)}{A_s} + (0,75 * \sigma_0) \quad (64)$$

Onde σ_0 é a tensão de cedência do parafuso, logo $0,75 * \sigma_0$ é a tensão exercida no aperto do parafuso.

Para se aplicarem as fórmulas enumeradas teve que se assumir um parafuso. Como a espessura da chapa mais fina é de 20 mm foi assumido um parafuso M20, pelo que os resultados obtidos foram os seguintes.

Tabela 17 - Resultados obtidos para ligação aparafusada do suporte das rodas

F_{rodas} (N)	170000
W (mm)	295
n_1	2
n_2	2
n_3	2
d_1 (mm)	100
d_2 (mm)	187.5
d_3 (mm)	350
K_p (N/mm)	1029000
k_m	2825406,165
E_2 (GPa)	210
A_s (mm ²)	245
h (mm)	50
σ_p (MPa)	218,857

Se o parafuso M20 for da classe 8.8 tem uma tensão de cedência de 640 MPa, pelo que comparando esta tensão com a que temos em cada parafuso é possível observar que com

esta configuração e o tipo de parafusos utilizados obtemos um coeficiente de segurança de 1,20 o que é aceitável.

7. Simulação de elementos finitos

Para testar se a parte estrutural dos viradores oscilantes de rolos, os braços dos fit-up e a base dos carros foram bem dimensionados, utilizou-se simulação por elementos finitos. Esta simulação foi feita com recurso ao programa Solidworks, mais concretamente, utilizando a parte de simulação estática.

Nos viradores oscilantes de rolos, considerou-se que na zona onde está alojado o veio que permite a rotação do mesmo este era fixo, pois após a virola estar pousada nos apoios o veio não irá sofrer mais rotação. Depois dessa condição ser feita, aplicou-se nas zonas onde os veios dos rolos vão estar apoiados, as reações máximas calculadas no capítulo 4.1. Com este procedimento, como se pode ver nos anexos, mais propriamente nas figuras 70 e 71, obteve-se uma tensão máxima de 253 MPa e uma deformação máxima de 0,906 mm.

Nos braços que permitem a subida e descida dos viradores oscilantes de rolos nos fit-up, foi assumido que no local onde vai estar o veio que permite a rotação do braço, este permite rotação, ou seja, porta-se como uma dobradiça e que na extremidade do braço, onde leva o cilindro hidráulico este está fixo. Em relação à zona onde vai estar alojado o veio dos viradores oscilantes, foram aplicadas as reações máximas calculadas no capítulo 4.2. Pelo que através destas condições obteve-se segundo Von Mises uma tensão máxima de 347 MPa, no entanto esta foi apenas num ponto muito pequeno, pois no resto da estrutura, os valores de tensão andam à volta de 86 MPa. A deformação máxima nas chapas foi de 1,72 mm como se pode ver nas figuras 72 e 73.

Em relação à base dos carros, assumiu-se que as zonas onde vão estar as rodas que permitem a movimentação dos carros sobre os carris são fixas e aplicou-se as forças máximas dos cilindros hidráulicos nos apoios onde estes vão estar. Desta forma, como se pode visualizar nas figuras 74 e 75, obteve-se segundo Von Mises, uma tensão máxima de 108 MPa e uma deformação máxima de 0,713 mm.

Por último foi feita uma simulação ao suporte das rodas dos carros. Nesta simulação considerou-se os apoios onde vai levar os veios que suportam as rodas como sendo fixos e foi aplicada uma força de 170 kN (a qual já foi calculada no capítulo 6.1) na zona onde este suporte vai estar ligado ao carro, como se pode ver nas figuras 76 e 77. Com esta simulação

obteve-se uma tensão de Von Mises de 44 MPa e uma deformação máxima a rondar os 0,070 mm, sendo estes valores perfeitamente aceitáveis

8. Equipamento para alinhar flanges

Durante o estudo e realização do projeto do equipamento de alinhar virolas surgiu a ideia de um equipamento para alinhamento/união de flanges com virolas. Este alinhamento de flanges com virolas é uma das etapas que é necessário realizar durante a produção de diversos equipamentos, como por exemplo torres eólicas. O pretendido é que esta etapa seja feita de forma a ser integrada no processo de alinhamento de virolas. Foi então feito um esboço de como poderia ser o equipamento, sendo este apresentado na figura 50.

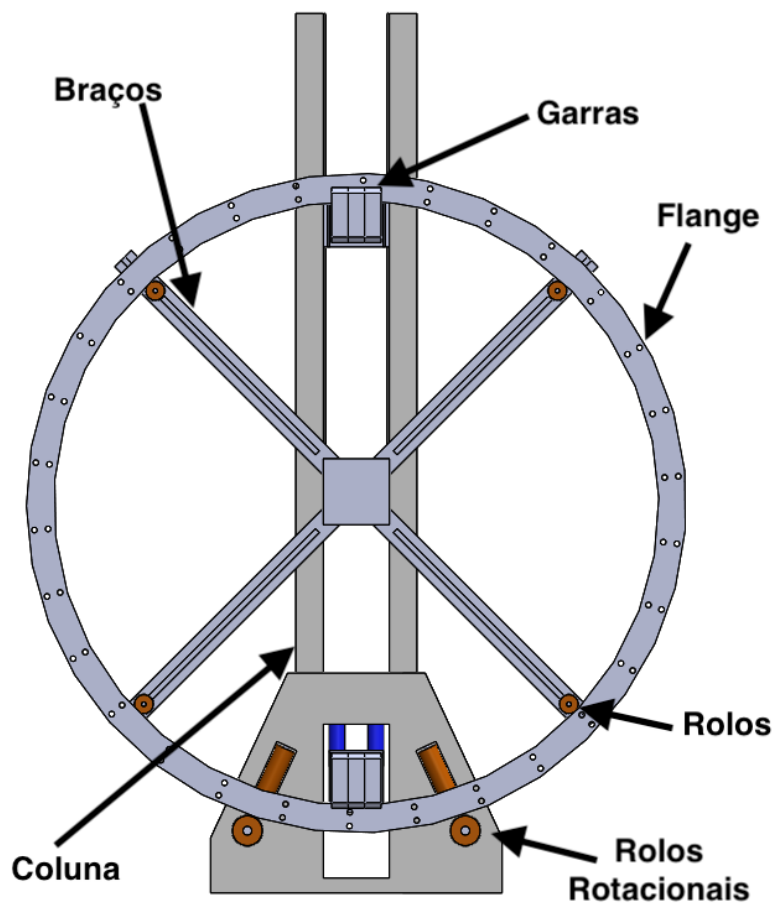


Figura 51 - Equipamento para alinhar flanges

Com este equipamento será possível fazer o alinhamento de flanges de diversas dimensões, pois os rolos que se encontram nos braços deste equipamento movimentam-se ao longo deste, possibilitando assim o suporte de flanges com uma vasta gama de diâmetros.

Este equipamento tem uma grande valia no que diz respeito à soldadura das flanges nas virolas, pois possibilita que a soldadura das flanges às virolas seja feita pelo interior, a meio ou pelo exterior da flange. Esta mais valia só é possível devido às garras que suportam a flange serem móveis ao longo da coluna do equipamento. Outra vantagem deste equipamento é que este pode estar integrado no processo de alinhamento de virolas, ou seja, não são necessárias pontes rolantes para movimentar as virolas e flanges de um lado para o outro. A flange é suportada pelas garras, rolos e rolos rotacionais, sendo que estes últimos originam a rotação da flange.

9. Conclusões e trabalhos futuros

9.1 Conclusão

Em suma, o equipamento desenhado tem um sistema cinemático que efetua os movimentos necessários para as operações de alinhamento das virolas, tanto em rotação como na translação tridimensional das estruturas a soldar.

O equipamento desenvolvido cumpre com o requisito inicial de minimizar o uso de pontes rolantes.

O equipamento permite um alinhamento/união de chapas calandradas de forma rápida, eficaz e segura.

9.2 Trabalhos Futuros

Após realizado este trabalho, é sempre possível indicar melhorias que possam completar o mesmo, pelo que é possível nomear alguns estudos que possam vir a ser feitos no futuro relacionados com este tema.

- Estudo da automatização deste processo/equipamento.
- Desenvolvimento de projeto sobre o equipamento para alinhamento de flanges com chapas calandradas.
- Otimização das movimentações do equipamento desenvolvido de forma a reduzir o tempo necessário para o alinhamento/união de chapas calandradas.

10. Referências bibliográficas

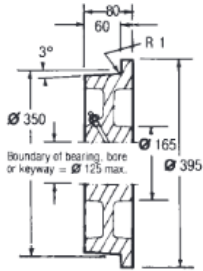
- Brauer (2013) *WHEELS AND CASTORS*. Disponível em: https://www.brauer.co.uk/files/downloads/23_wheels_catalogue_-_english.pdf (Acedido: 20 de Abril de 2018).
- Eriks (2007) *ERKS - Oil-Seals - Sealing technology Handbook*. Disponível em: http://www.rolpedra.pt/1/upload/eriks_info.pdf (Acedido: 18 de Maio de 2018).
- ESAB (2018). Disponível em: <https://pt.esab.net/pt/pt/products/index.cfm?fuseaction=home.product&productCode=952&tab=2> (Acedido: 4 de Março de 2018).
- G. Budynas, R. e Keith Nisbeet, J. (2008) *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9.^a ed.
- Group, N. D. (2018) *CONSTANT SPEEDS G1000*. Disponível em: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_IE1_DE_GB_FR_4710.pdf (Acedido: 10 de Setembro de 2018).
- Hersey, M. D. (1969) «Rolling Friction, III—Review of Later Investigations», *Journal of Lubrication Technology*. American Society of Mechanical Engineers, 91(2), p. 269. doi: 10.1115/1.3554910.
- Pemamek (2018). Disponível em: <https://pemamek.com/welding-solutions/wind-energy/onshore-wind-tower-and-foundation-manufacturing/shell-fabrication-and-assembly/> (Acedido: 15 de Março de 2018).
- Portuguesa, N. (2010) *Eurocódigo 3-Projeto de estruturas de aço Parte 1-8: Projeto de ligações*. Março 2010. Disponível em: www.ipq.pt (Acedido: 14 de Novembro de 2018).
- Q. de Melo, F. e Completo, A. (2017) *Introdução ao Projeto Mecânico*. Editado por Publiindústria.
- Rader-Vogel (2015) *RADER-VOGEL*. Disponível em: https://www.raedervogel.de/fileadmin/download/pdf/Main_Catalog.pdf (Acedido: 4 de Abril de 2018).
- Red-D-Arc Welderentals (2018). Disponível em: https://www.red-d-arc.com/product_details.aspx?sub_cat=185&prod_id=487 (Acedido: 10 de Maio de 2018).
- SKF (2003) *SKF bushings*. Disponível em: <http://cdn.imporseal.pt/catalogue/casquilhosskf.pdf#page=29> (Acedido: 25 de Abril de 2018).
- SKF (2007) *SKF spherical roller bearings*. Disponível em: http://www.skf.com/binary/149-148465/6100_EN.pdf (Acedido: 17 de Outubro de 2018).
- Teclena (2011) *Cilindros Hidráulicos*. Disponível em: http://www.teclena.pt/media/produtos/oleohidraulica/anexos/catalogo_cilindros_hidraulicos.pdf (Acedido: 17 de Setembro de 2018).

11. Anexos

FULL PART NUMBER FOR ORDERING				
Axle Ø	Plain Bore	Plain Bore Keywayed	Ball Bearing	Taper Roller Bearing
METRIC AXLE Ø				
50		SSF350/60/KM 50	SSF350/60/BJM 50 ⁽¹⁾	SSF350/60/TBM 50 ⁽⁴⁾
60		SSF350/60/KM 60	SSF350/60/BJM 60 ⁽²⁾	SSF350/60/TBM 60
75		SSF350/60/KM 75	SSF350/60/BJM 75 ⁽³⁾	SSF350/60/TBM 75
LOAD LIMITED BY BEARINGS TO: (1) 7340Kg (2) 9785Kg (3) 9000Kg (4) 10600Kg				

WHEEL TYPE:
SSF350/60
See table for full part number

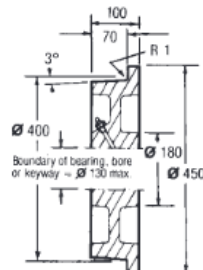
Maximum load rating:
10800Kg
See pages 23-26 for load factors
Approximate weight: 60Kg



METRIC AXLE Ø				
50		SSF400/70/KM 50		SSF400/70/TBM 50 ⁽¹⁾
60		SSF400/70/KM 60	SSF400/70/BJM 60 ⁽³⁾	SSF400/70/TBM 60 ⁽²⁾
75		SSF400/70/KM 75	SSF400/70/BJM 75 ⁽⁴⁾	SSF400/70/TBM 75
LOAD LIMITED BY BEARINGS TO: (1) 10600Kg (2) 13350Kg (3) 9785Kg (4) 9000Kg				

WHEEL TYPE:
SSF400/70
See table for full part number

Maximum load rating:
14400Kg
See pages 23-26 for load factors
Approximate weight: 100Kg



METRIC AXLE Ø				
75		SSF450/95/KM 75		SSF450/95/TBM 75 ⁽¹⁾
100		SSF450/95/KM 100		SSF450/95/TBM 100
LOAD LIMITED BY BEARINGS TO: (1) 19400Kg				

WHEEL TYPE:
SSF450/95
See table for full part number

Maximum load rating:
22000Kg
See pages 23-26 for load factors
Approximate weight: 150Kg

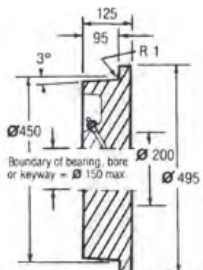
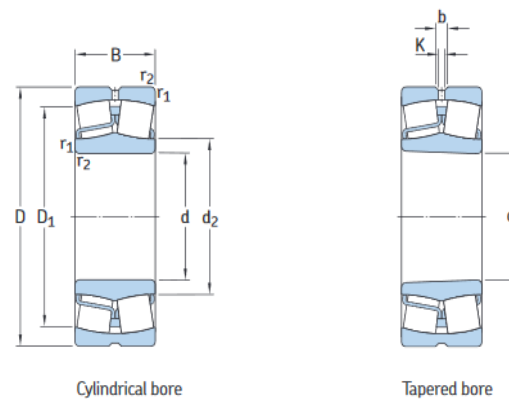


Figura 52- Seleção rodas carros (Brauer, 2013)

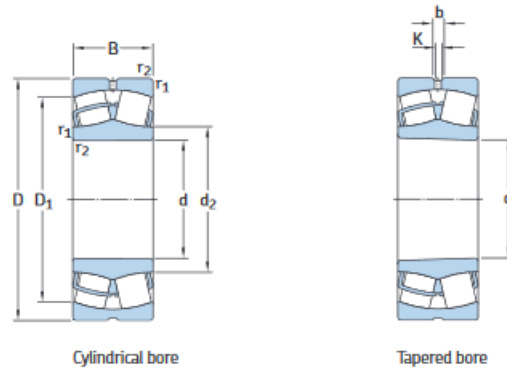
Spherical roller bearings
d 85 – 130 mm



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	dynamic C	static C_0		Reference speed	Limiting speed		Bearing with cylindrical bore	tapered bore
mm			kN		kN	r/min		kg	—	
85	150	36	285	325	34,5	4 000	5 600	2,65	22217 E	22217 EK
	180	41	325	375	39	3 800	5 300	5,20	21317 E	21317 EK
	180	60	550	620	61	2 800	3 800	7,65	22317 E	22317 EK
90	160	40	325	375	39	3 800	5 300	3,40	22218 E	22218 EK
	160	52,4	355	440	48	2 800	3 800	4,65	23218 CC/W33	23218 CCK/W33
	190	43	380	450	46,5	3 600	4 800	6,10	21318 E	21318 EK
	190	64	610	695	67	2 600	3 600	9,05	22318 E	22318 EK
95	170	43	380	450	46,5	3 600	4 800	4,15	22219 E	22219 EK
	200	45	425	490	49	3 400	4 500	7,05	21319 E	21319 EK
	200	67	670	765	73,5	2 600	3 400	10,5	22319 E	22319 EK
100	150	50	285	415	45,5	2 800	4 000	3,15	24020 CC/W33	24020 CCK30/W33
	165	52	365	490	53	3 000	4 000	4,55	23120 CC/W33	23120 CCK/W33
	165	65	455	640	68	2 400	3 200	5,65	24120 CC/W33	24120 CCK30/W33
	180	46	425	490	49	3 400	4 500	4,90	22220 E	22220 EK
	180	60,3	475	600	63	2 400	3 400	6,85	23220 CC/W33	23220 CCK/W33
	215	47	425	490	49	3 400	4 500	8,60	21320 E	21320 EK
	215	73	815	950	88	2 400	3 000	13,5	22320 E	22320 EK

Figura 53 - Seleção rolamentos autocompensadores de rolos para veios rolos (SKF, 2007)

Spherical roller bearings
d 20 – 80 mm

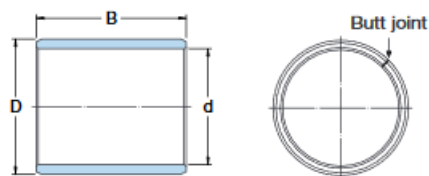
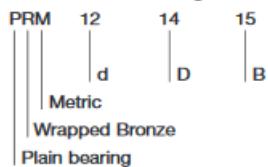


Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		Bearing with cylindrical bore	tapered bore
mm			kN	kN	kN	r/min		kg	–	
20	52	18	49	44	4,75	13 000	17 000	0,28	22205/20 E	–
25	52	18	49	44	4,75	13 000	17 000	0,26	22205 E	22205 EK
	62	17	41,4	41,5	4,55	8 500	12 000	0,28	21305 CC	–
30	62	20	64	60	6,4	10 000	14 000	0,29	22206 E	22206 EK
	72	19	55,2	61	6,8	7 500	10 000	0,41	21306 CC	21306 CCK
35	72	23	86,5	85	9,3	9 000	12 000	0,45	22207 E	22207 EK
	80	21	65,6	72	8,15	6 700	9 500	0,55	21307 CC	21307 CCK
40	80	23	96,5	90	9,8	8 000	11 000	0,53	22208 E	22208 EK
	90	23	104	108	11,8	7 000	9 500	0,75	21308 E	21308 EK
	90	33	150	140	15	6 000	8 000	1,05	22308 E	22308 EK
45	85	23	102	98	10,8	7 500	10 000	0,58	22209 E	22209 EK
	100	25	125	127	13,7	6 300	8 500	0,99	21309 E	21309 EK
	100	36	183	183	19,6	5 300	7 000	1,40	22309 E	22309 EK
50	90	23	104	108	11,8	7 000	9 500	0,63	22210 E	22210 EK
	110	27	156	166	18,6	5 600	7 500	1,35	21310 E	21310 EK
	110	40	220	224	24	4 800	6 300	1,90	22310 E	22310 EK
55	100	25	125	127	13,7	6 300	8 500	0,84	22211 E	22211 EK
	120	29	156	166	18,6	5 600	7 500	1,70	21311 E	21311 EK
	120	43	270	280	30	4 300	5 600	2,45	22311 E	22311 EK
60	110	28	156	166	18,6	5 600	7 500	1,15	22212 E	22212 EK
	130	31	212	240	26,5	4 800	6 300	2,10	21312 E	21312 EK
	130	46	310	335	36,5	4 000	5 300	3,10	22312 E	22312 EK
65	100	35	132	173	20,4	4 300	6 300	0,95	24013 CC/W33	24013 CCK30/W33
	120	31	193	216	24	5 000	7 000	1,55	22213 E	22213 EK
	140	33	236	270	29	4 300	6 000	2,55	21313 E	21313 EK
	140	48	340	360	38	3 800	5 000	3,75	22313 E	22313 EK
70	125	31	208	228	25,5	5 000	6 700	1,55	22214 E	22214 EK
	130	33	283	323	34,5	4 000	5 600	3,10	21314 E	21314 EK
	150	51	400	430	45	3 400	4 500	4,55	22314 E	22314 EK

Figura 54- Seleção de rolamentos autocompensadores de rolos para rodas carros (SKF, 2007)

SKF Wrapped Bronze – plain cylindrical bushings
























Construction of designation:



Designation	d mm	D mm	B mm
PRM 121415	12	14	15
PRM 151715	15	17	15
PRM 151725	15	17	25
PRM 161815	16	18	15
PRM 161820	16	18	20
PRM 161825	16	18	25
PRM 182115	18	21	15
PRM 182120	18	21	20
PRM 182125	18	21	25
PRM 202315	20	23	15
PRM 202320	20	23	20
PRM 202325	20	23	25
PRM 202330	20	23	30
PRM 252815	25	28	15
PRM 252820	25	28	20
PRM 252825	25	28	25
PRM 252830	25	28	30
PRM 303420	30	34	20
PRM 303430	30	34	30
PRM 303440	30	34	40
PRM 323620	32	36	20
PRM 323630	32	36	30
PRM 353920	35	39	20
PRM 353930	35	39	30
PRM 353940	35	39	40
PRM 353950	35	39	50
PRM 404420	40	44	20
PRM 404430	40	44	30
PRM 404440	40	44	40
PRM 404450	40	44	50
PRM 455030	45	50	30
PRM 455040	45	50	40
PRM 455050	45	50	50
PRM 455060	45	50	60
PRM 505530	50	55	30
PRM 505540	50	55	40
PRM 505550	50	55	50
PRM 505560	50	55	60
PRM 556040	55	60	40
PRM 556060	55	60	60
PRM 606530	60	65	30
PRM 606540	60	65	40
PRM 606550	60	65	50
PRM 606560	60	65	60
PRM 657040	65	70	40
PRM 657060	65	70	60
PRM 707540	70	75	40
PRM 707560	70	75	60
PRM 707580	70	75	80
PRM 758080	75	80	80
PRM 808540	80	85	40
PRM 808560	80	85	60
PRM 808580	80	85	80
PRM 859080	85	90	80
PRM 909550	90	95	50
PRM 909590	90	95	90
PRM 10010550	100	105	50
PRM 10010595	100	105	95

Figura 55- Seleção de casquilhos (SKF, 2003)

SKF bushings – technical data

	 Solid bronze	 Sintered bronze	 Wrapped bronze	 PTFE composite	 POM composite	 PTFE polyamide	 Filament wound
Temperature range, °C	–40 .. +250	–10 .. +90	–40 .. +150	–200 .. +250	–40 .. +110	–30 .. +110	–50 .. +140
Friction coefficient, μ	0,08 .. 0,15	0,05 .. 0,10	0,08 .. 0,15	0,03 .. 0,25	0,02 .. 0,20	0,06 .. 0,15	0,03 .. 0,08
Permissible load, N/mm ²							
– dynamic	25	10	40	80 ($v \leq 0,02$)	120 ($v \leq 0,02$)	40	140
– static	45	20	120	250	250	80	200
Permissible sliding velocity, m/s	0,5	0,25 .. 5	1,0	2,0 ($p \leq 1,0$)	2,5 ($p \leq 1,0$)	1,0	0,5
Shaft tolerance	e7 – e8	f7 – f8	e7 – f8	f7 – h8	h7 – h8	h8 – h9	h8
Housing tolerance	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H7
Shaft roughness R_a , μm	0 .. 1,0	0,2 .. 0,8	0,4 .. 0,8	0 .. 0,4	0 .. 0,8	0 .. 0,8	0,2 – 0,4
Shaft hardness, HB	165 – 400	200 – 300	150 – 400	300 – 600	150 – 600	100 – 300	> 490
Assortment and product series designation	 PBM  PBMF	 PSM  PSMF	 PRM  PRMF	 PCM .. E  PCMF .. E  PCMW .. E  PCMS .. E	 PCM .. M  PCMW .. M  PCMS .. M	 PPM  PPMF	 PWM

The sliding velocity can be calculated using

$$v = n \times \pi \times d / (60 \times 1\,000)$$

where

v = sliding velocity, m/s

n = rotational speed, r/min

d = bore diameter of bushing, mm

The specific bearing load can be calculated using

$$p = F / (d \times b)$$

where

p = specific bearing load, N/mm²

F = bearing load, N

d = bore diameter of bushing, mm

b = width of bushing, mm

Figura 56- Fórmula para calcular força que os casquilhos de bronze aguentam (SKF, 2003)

Lubrication

Whether grease or oil is used, a good quality lubricant will reduce friction and wear by separating a bronze bushing from its shaft. To protect the bushing and lubricant in highly contaminated environments, SKF recommends using seals.

Characteristics

Permissible load (dyn/stat), N/mm ²	40 .. 120
Permissible sliding velocity, m/s	1,0
Friction coefficient μ (greased)	0,08 .. 0,15
Temperature range, °C	-40 .. +150

Application recommendations

Shaft tolerance	e7 – f8
Housing tolerance	H7
Shaft roughness R_a , μm	0,4 .. 0,8
Shaft hardness, HB	150 – 400



SKF

9

Figura 57- Tensão admissível dos casquilhos utilizados (SKF, 2003)

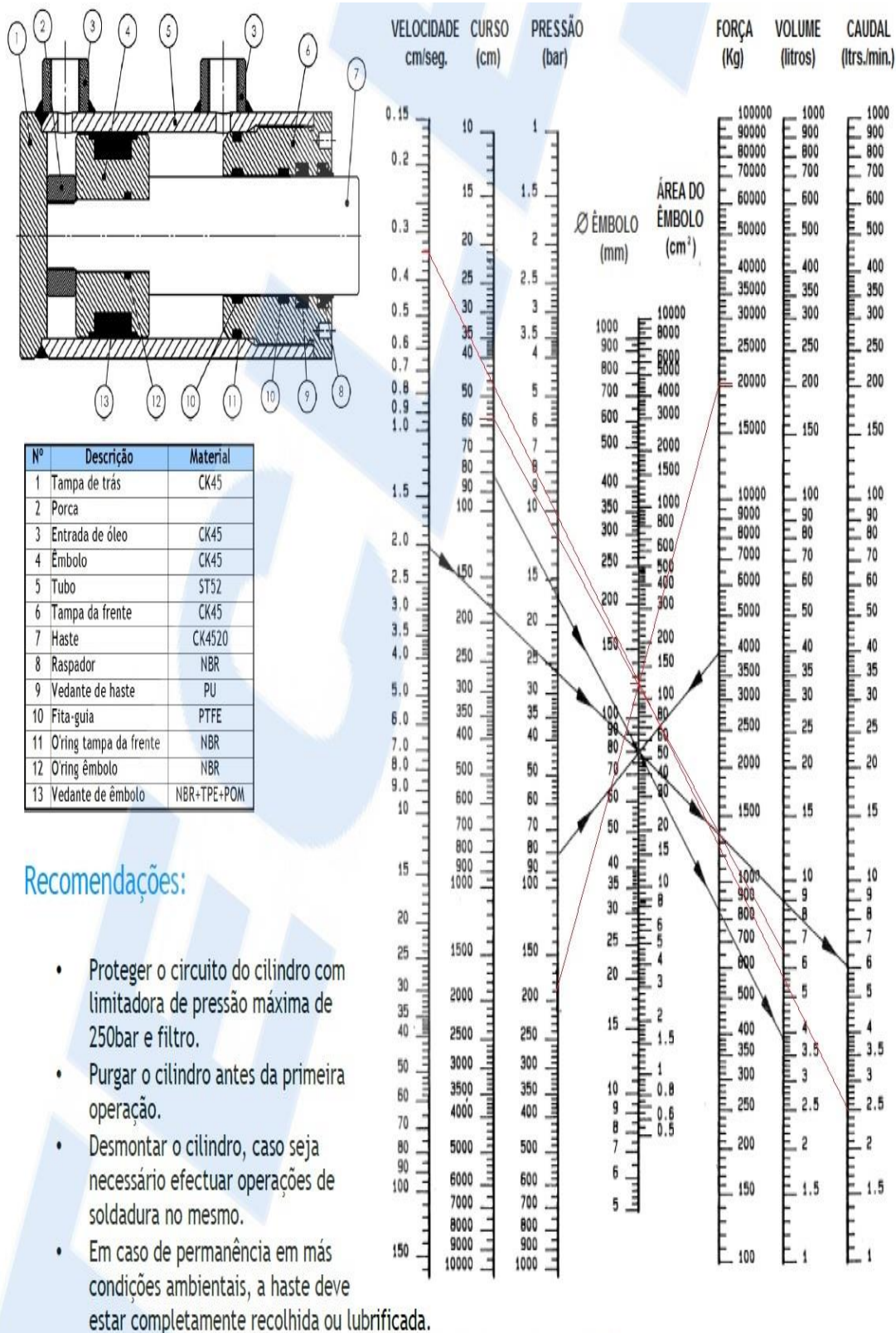


Figura 58- Seleção da pressão e caudal a que o cilindro dos braços vai trabalhar (Teclena, 2011)

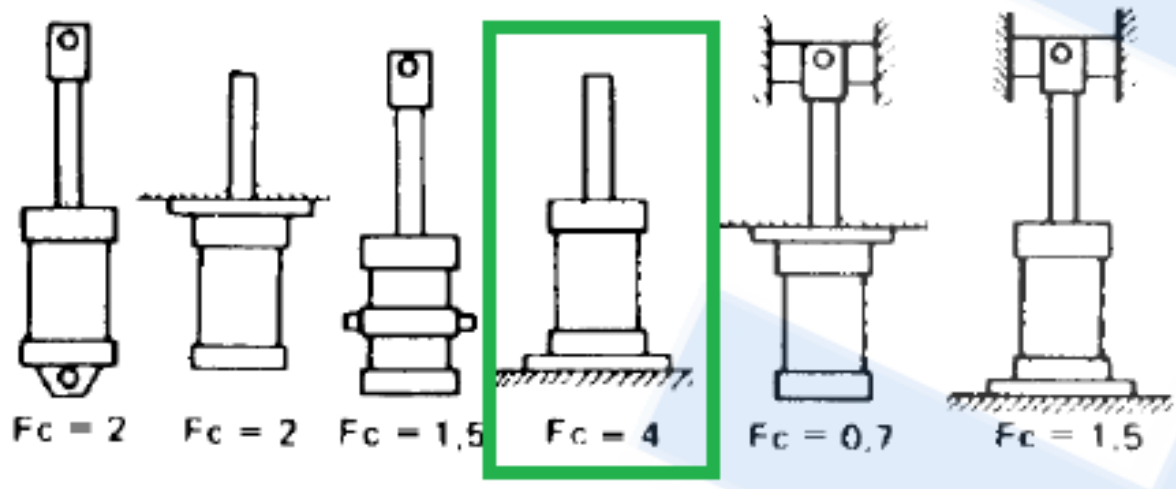


Figura 59- Fator de curso cilindro central (Teclena, 2011)

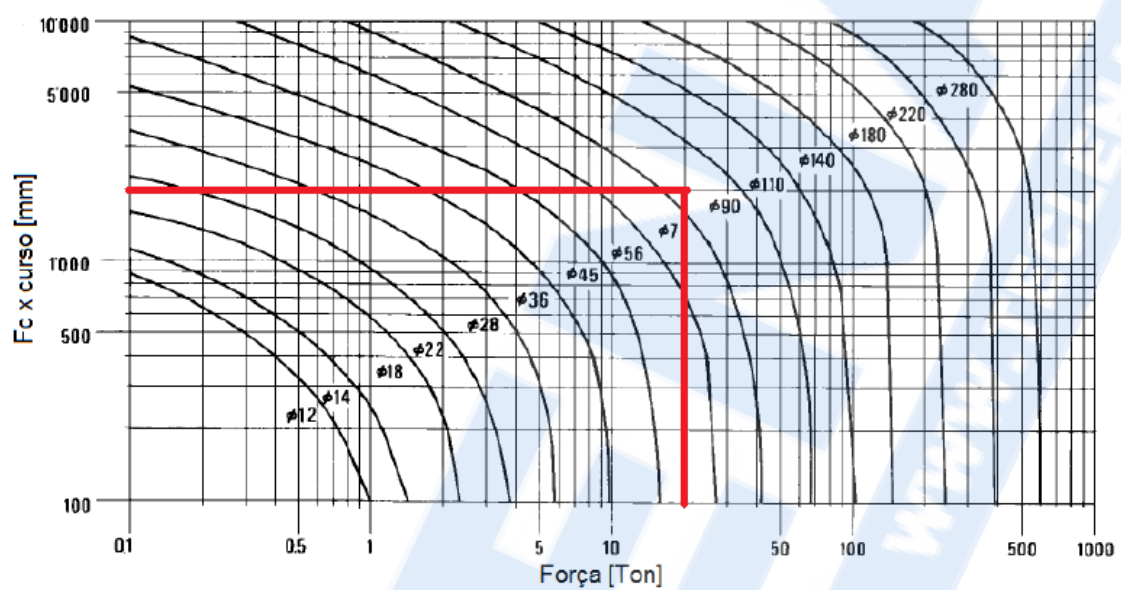


Figura 60- Diâmetro da haste cilindro central (Teclena, 2011)

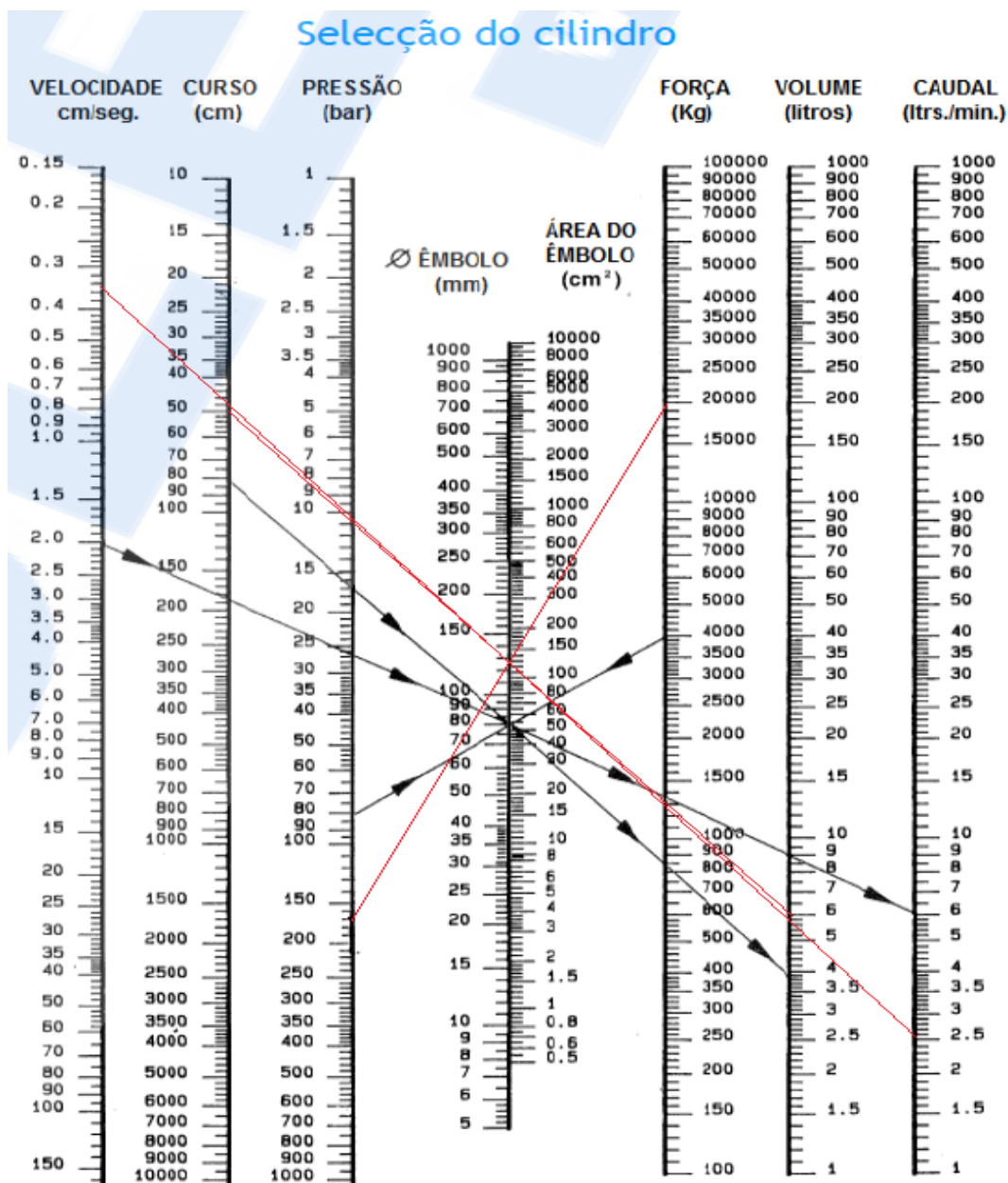
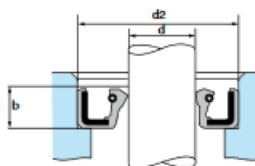


Figura 61- Seleção da pressão e caudal a que o cilindro central vai trabalhar (Teclena, 2011)

15. Table of DIN dimensions



shaft diameter <i>d</i>	<i>d2</i>	<i>b</i> ± 0,2	shaft diameter <i>d</i>	<i>d2</i>	<i>b</i> ± 0,2	shaft diameter <i>d</i>	<i>d2</i>	<i>b</i> ± 0,2
6	16	7	35	47	7	95	120	12
	22			50			125	
7	22	7		52			120	
8	22	7		55	8	100	125	12
	24			47			26	
9	22	7		50		105	130	12
	22		38	52	7	110	130	12
10	25	7		55			140	
	26			62		115	140	12
	22			55	8	120	150	12
12	25	7		62		125	150	12
	30			52		130	160	12
14	24	7	40	55	7	135	170	12
	30			62		140	170	
	26			52	8	145	175	15
15	30	7		55		150	180	
	35			62		160	190	15
16	30	7	42	55	8	170	200	
	35			62		180	210	
18	30	7		60		190	220	15
	35		45	62	8	200	230	
	30			65		210	240	
20	35	7		62	8	220	250	15
	40		48	65		230	260	
	35			68		240	270	
22	40	7	50	72	8	250	280	15
	47			70		260	300	
	35			72	8	280	320	20
25	40	7	55	80		300	340	
	47			75		320	360	
	52			85	8	340	380	20
	40		60	80		360	400	
26	47	7		85		380	420	
	52		65	90	10	400	440	
	40			95		420	460	20
30	42	7		95		440	480	
	47		70	100	10	460	500	
	52			95		480	520	20
	45			110		500	540	
32	47	7	80	110	10			
	52			120				
	45			110	12			
	47	8	90	120				
	52			120				

25

Figura 62- Seleção retentores (Eriks, 2007)



0,25 KW
0,37 kW



P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	f _B	i _{ges}	F _R [kN]	F _A [kN]	F _{R VL} [kN]	F _{A VL} [kN]			mm 
0,25	35	68	1,2	39,67	3,0	5,1	-	-	SK 92072 - 71S/4	10	D56-57
	40	60	1,3	34,73	3,1	5,1	-	-			
	46	52	1,3	30,15	3,1	5,1	-	-			
	52	46	2,0	26,39	3,2	5,1	-	-			
	59	40	2,2	23,28	3,2	5,1	-	-			
	68	35	2,6	20,37	3,2	5,1	-	-			
	79	30	2,0	17,56	3,2	5,1	-	-			
	102	23	3,2	13,55	3,3	5,1	-	-			
	125	19	4,7	11,06	3,3	5,1	-	-			
	143	17	5,4	9,68	3,3	5,1	-	-			
	154	16	5,8	8,99	3,3	5,1	-	-			
	175	14	6,5	7,87	3,3	5,1	-	-			
	214	11	6,0	6,44	3,3	5,1	-	-			
	238	10	7,3	5,79	3,2	4,9	-	-			
	263	9	6,6	5,24	3,2	4,7	-	-			
	358	7	7,3	3,85	2,9	4,2	-	-			
0,37	1,0	3368	2,5	1453,44	63,8	50,0	66,0	50,0	SK 9072.1/32 - 71L/4	360	D90-91 D100
	1,2	2711	3,1	1169,97	64,5	50,0	66,0	50,0			
	1,0	3643	1,3	1398,80	32,7	45,0	38,0	45,0	SK 9053.1 - 71L/4	204	D88-89
	1,3	2718	1,8	1062,85	35,5	45,0	38,0	45,0			
	1,5	2356	2,0	931,87	36,3	45,0	38,0	45,0			
	1,9	1860	2,2	703,83	37,3	45,0	38,0	45,0			
	2,3	1536	3,1	579,95	37,7	45,0	38,0	45,0			
	1,2	2945	1,0	1113,24	20,8	40,0	28,0	40,0	SK 9043.1 - 71L/4	126	D84-85
	1,5	2356	1,2	881,60	23,7	40,0	28,0	40,0			
	2,1	1683	1,7	645,18	26,0	40,0	28,0	40,0			
	2,4	1472	1,9	568,04	26,6	40,0	28,0	40,0			
	3,9	906	3,1	350,72	27,6	40,0	28,0	38,2			
	2,0	1767	0,9	691,55	3,0	14,5	14,8	26,7	SK 9033.1 - 71L/4	72	D80-81
	2,5	1413	1,1	539,10	9,5	14,5	15,0	26,0			

Figura 63 - Seleção motorreductor rolos (Group, 2018)



0,25 kW



P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	f _B	i _{ges}	F _R [kN]	F _A [kN]	F _{R VL} [kN]	F _{A VL} [kN]			mm 
0,25	1,0	2006	0,9	1343,53	17,0	22,0	27,3	30,0	SK 4282/12 - 71S/4	70	C99
	1,2	1671	1,1	1110,82	18,7	22,0	28,4	30,0			
	1,6	1253	1,4	873,31	20,3	22,0	29,5	30,0			
	2,0	1003	1,8	698,96	21,0	22,0	29,9	30,0			
	2,5	802	2,2	558,54	21,4	22,0	30,2	30,0			
	1,2	1990	0,8	1129,91	17,1	22,0	27,4	30,0	SK 4382 - 71S/4	75	C83
	1,8	1326	1,1	782,32	20,1	22,0	29,3	30,0			
	2,1	1137	1,1	654,27	20,6	22,0	29,7	30,0			
	2,6	918	2,2	532,44	21,2	22,0	30,1	30,0			
	3,1	770	2,2	445,23	21,5	22,0	30,3	30,0			
	3,5	682	2,9	390,76	21,6	22,0	30,4	30,0			
	4,2	568	3,3	326,81	21,8	22,0	30,5	30,0			
	5,1	468	3,4	272,54	21,9	22,0	30,6	30,0			
	1,9	1257	0,8	726,61	12,1	14,5	20,0	20,0	SK 3382 - 71S/4	53	C81
	2,4	995	1,0	584,13	13,9	14,5	21,1	20,0			
	2,9	823	1,1	482,56	14,7	14,5	21,7	20,0			
	3,4	702	1,1	408,58	15,2	14,5	22,0	20,0			
	4,8	497	1,9	287,14	15,8	14,5	22,5	20,0			
	6,0	398	2,5	230,83	16,1	14,5	22,6	20,0			
	7,2	332	2,6	190,69	16,2	14,5	22,7	20,0			
	8,2	291	2,6	112,23	16,2	14,5	22,7	20,0	SK 3282 - 71L/6	46	C80
	9,2	260	3,1	100,88	16,3	14,5	22,8	20,0			
	12	199	3,9	112,23	15,7	14,5	22,8	20,0	SK 3282 - 71S/4	45	C80
	3,3	608	0,9	423,50	7,4	12,0	12,3	15,0	SK 2282/02 - 71S/4	38	C99
	3,5	682	0,8	390,93	6,5	12,0	11,7	15,0	SK 2382 - 71S/4	37	C79
	4,2	568	1,0	330,45	7,8	12,0	12,5	15,0			
	5,0	478	1,2	276,27	8,5	12,0	13,0	15,0			
	5,8	412	1,1	236,11	9,0	12,0	13,3	15,0			

Figura 64- Seleção motorreductor rodas dos carros (Group, 2018)

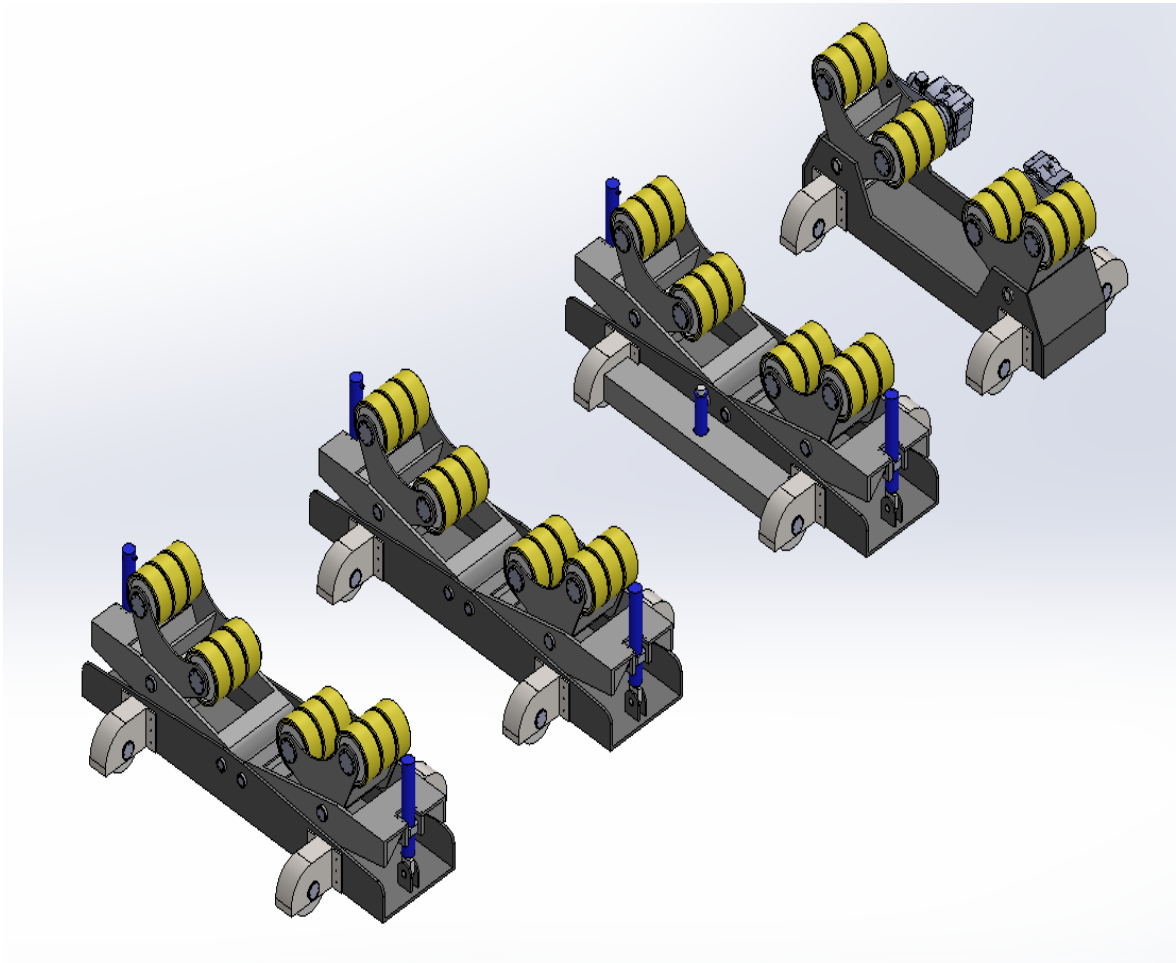


Figura 65- Primeira vista equipamento final

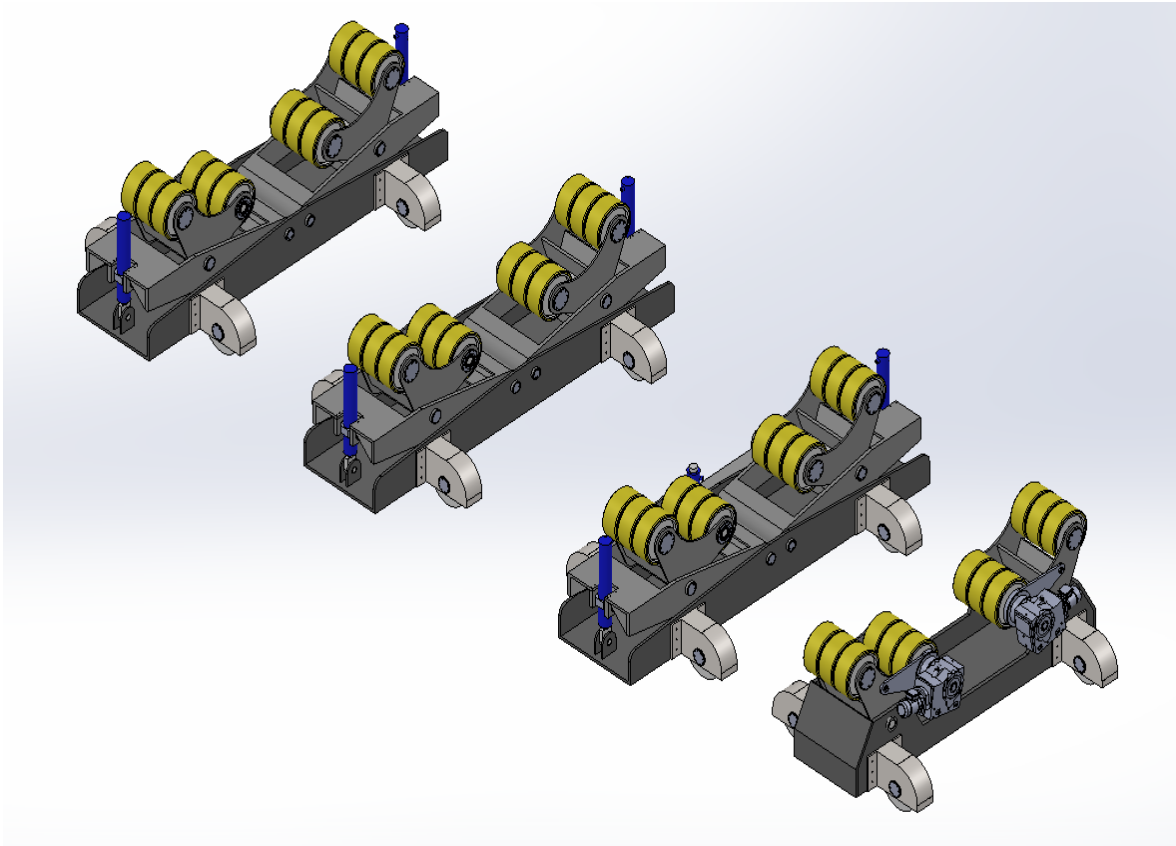


Figura 66- Segunda vista equipamento final

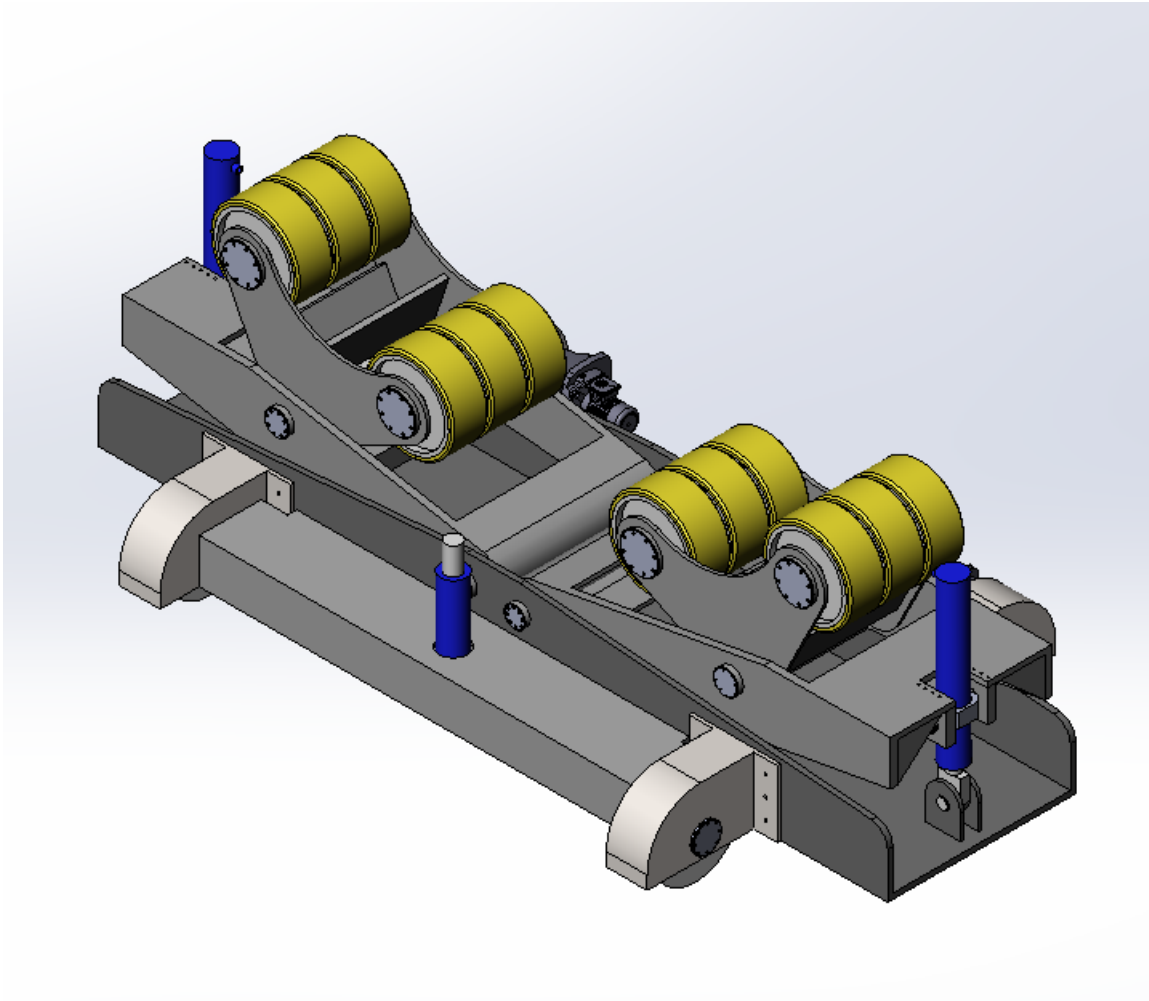


Figura 67- Equipamento fit-up com cilindro central

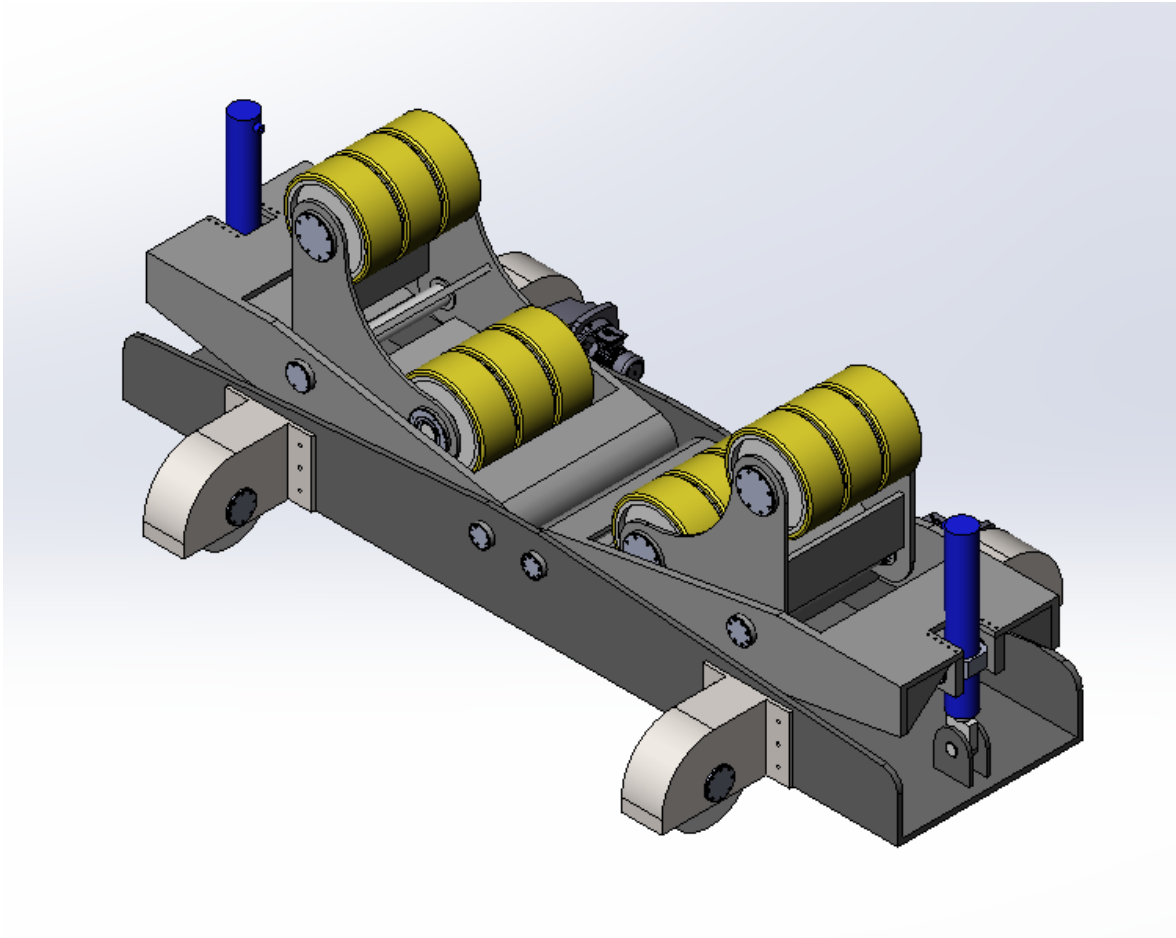


Figura 68- Equipamento fit-up

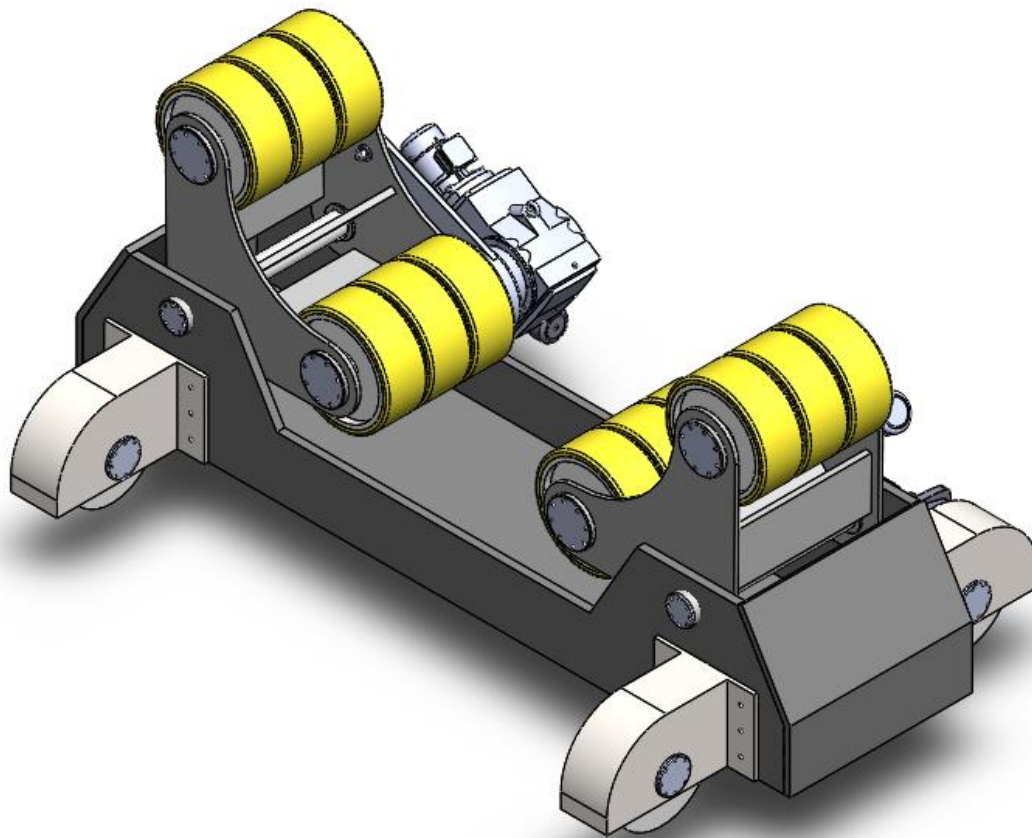


Figura 69 - Virador oscilante

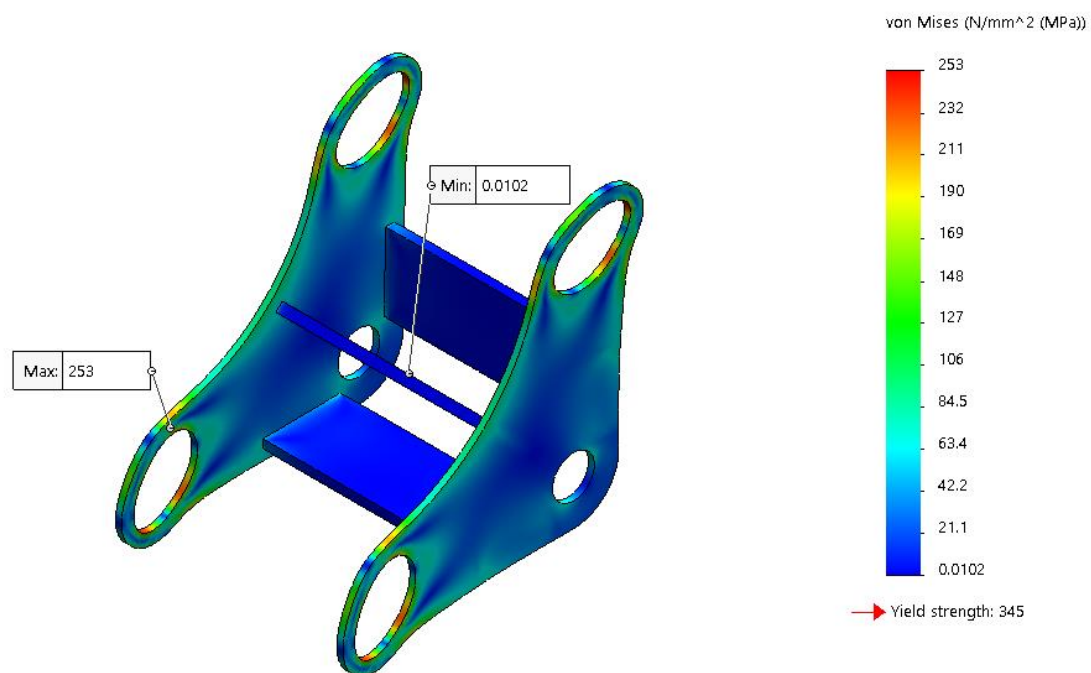


Figura 70 - Simulação virador oscilante de rolos, tensão de Von Mises

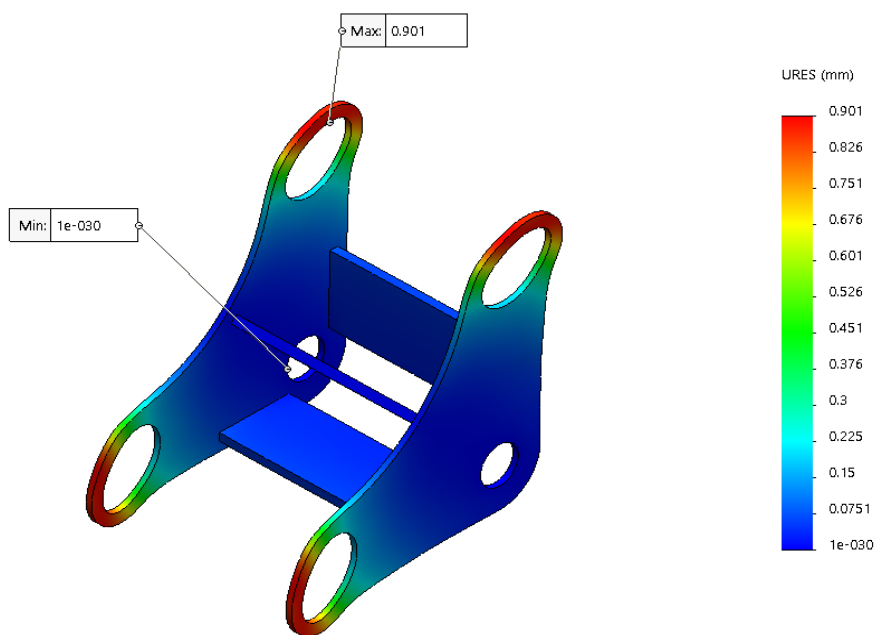


Figura 71- Simulação virador oscilante de rolos, deformação.

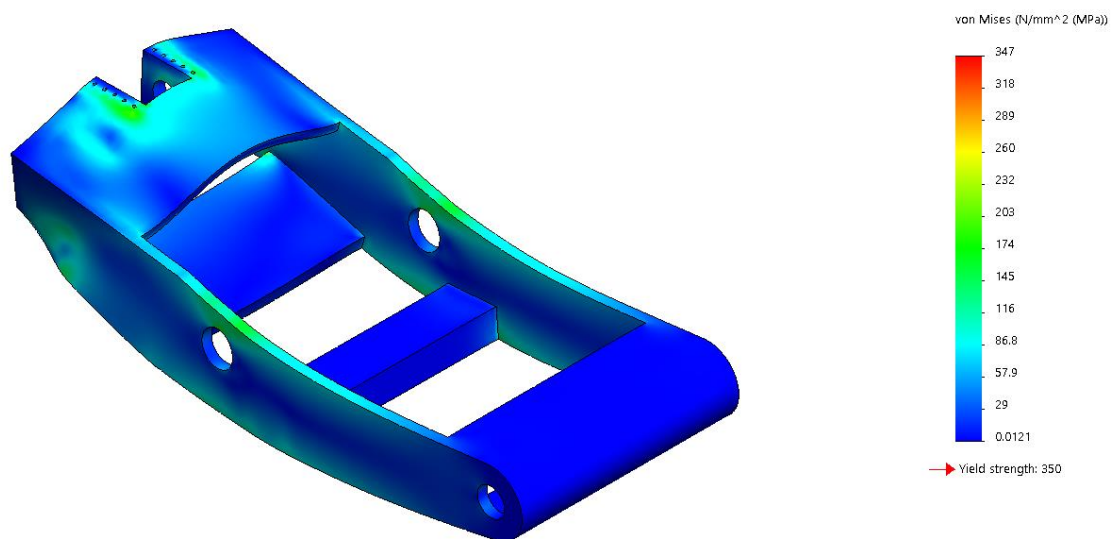


Figura 72- Simulação braço, tensão de Von Mises.

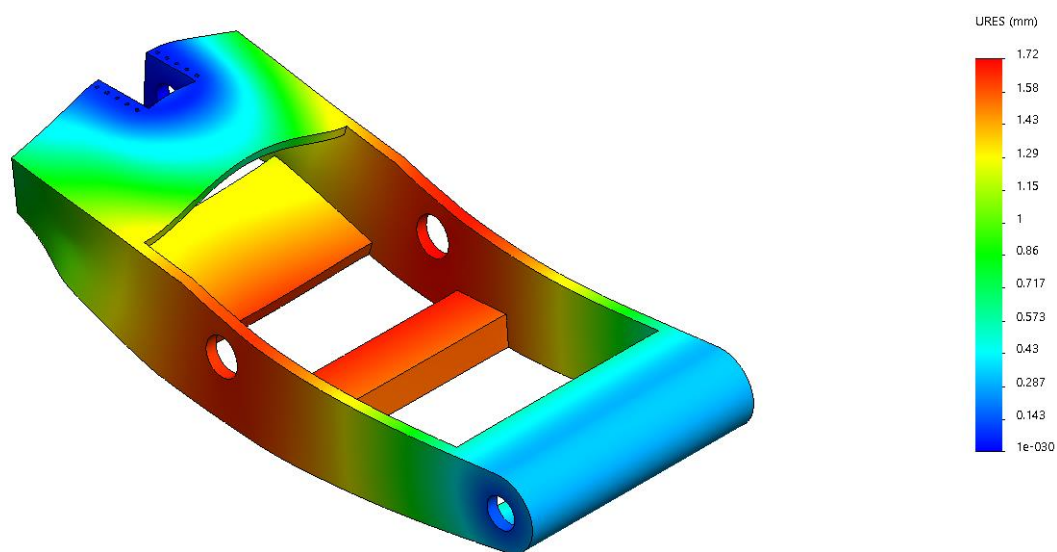


Figura 73- Simulação braço, deformação.

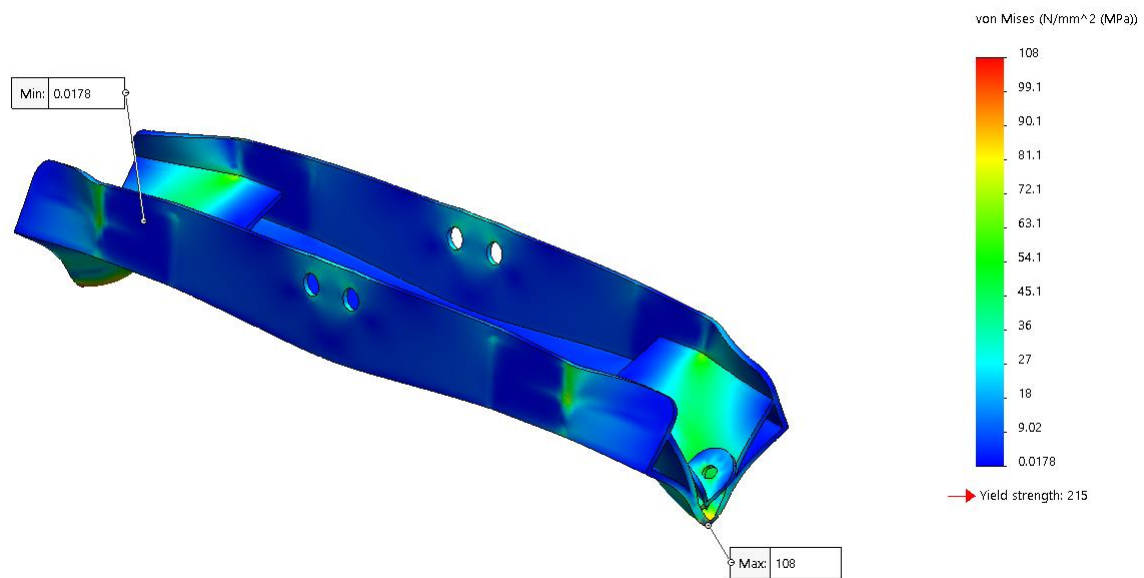


Figura 74 - Simulação base, tensão Von Mises

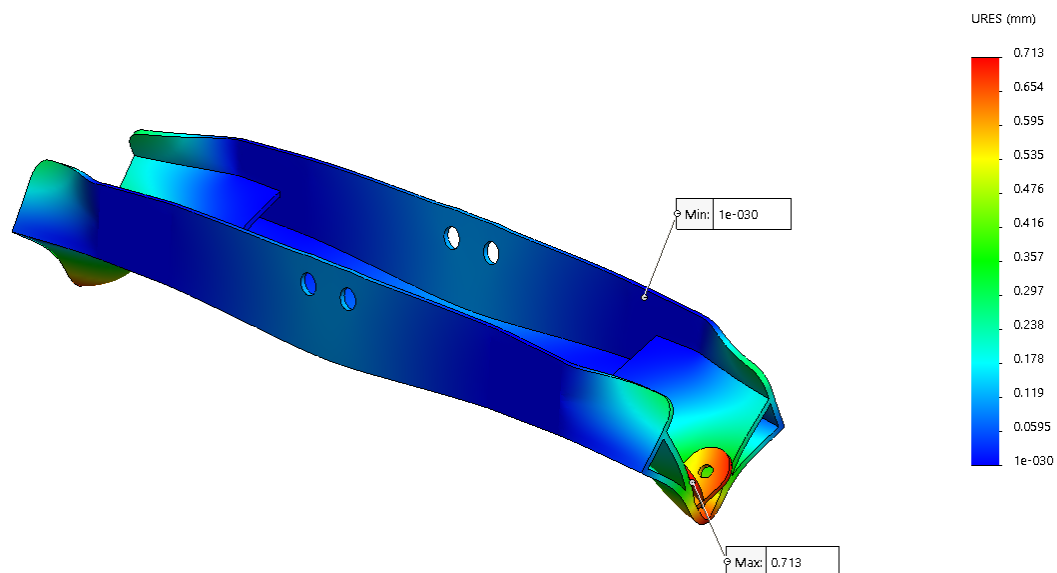


Figura 75 - Simulação base, deformação.

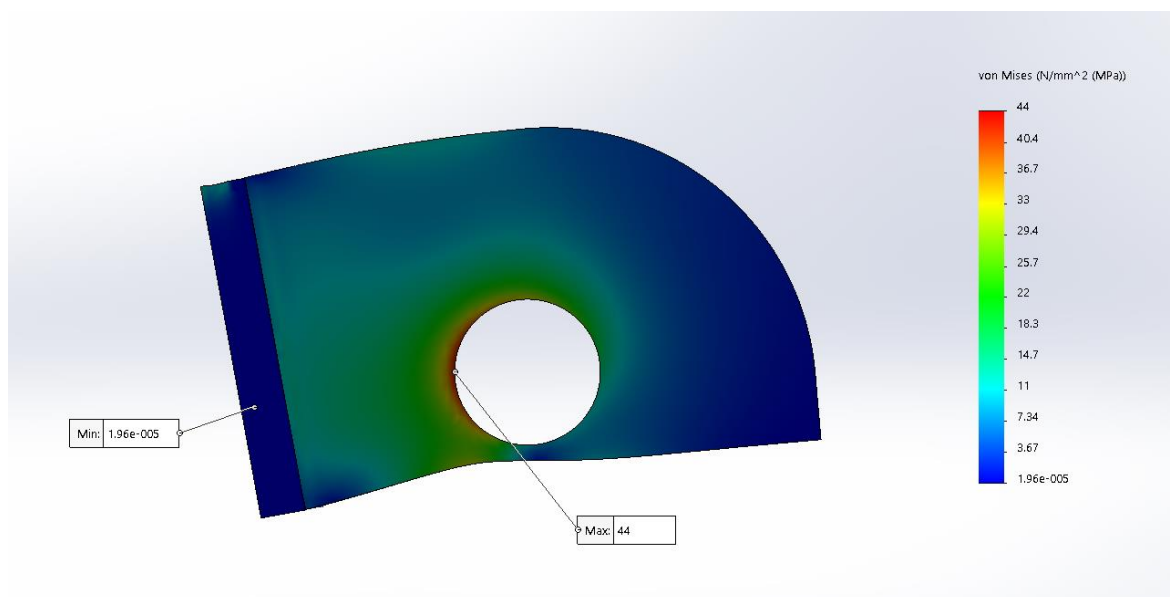


Figura 76 - Simulação suporte rodas do carro, tensão Von Mises.

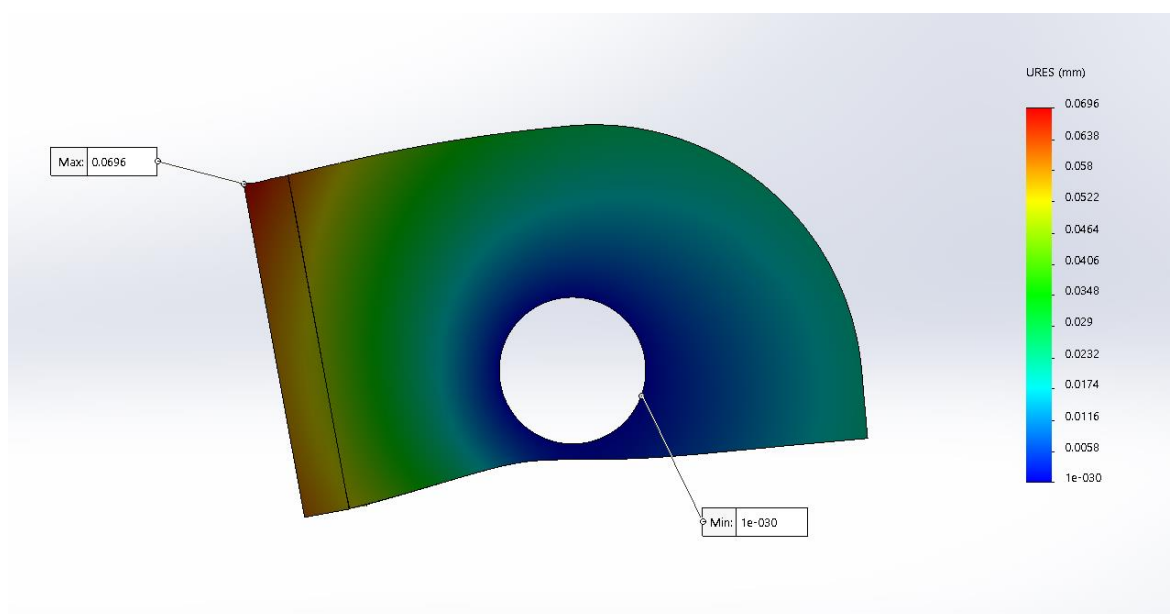


Figura 77 - Simulação suporte rodas do carro, deformação.